

ANÁLISE DE DEFEITOS EM SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS A PARTIR
DA MONITORAÇÃO DE VIBRAÇÕES

Maurício Sanches Garcia

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

Aprovada por:

Prof. Marcelo Amorim Savi, D.Sc.

Prof. Moysés Zindeluk, D.Sc.

Prof. Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D.Sc.

Prof. Sylvio José Ribeiro de Oliveira, Dr. Ing.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
JUNHO DE 2005

GARCIA, MAURICIO SANCHES

Análise de Defeitos em Sistemas Mecânicos
Rotativos a partir da Monitoração de Vibrações [Rio
de Janeiro] 2005

X, 119 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc.,
Engenharia Mecânica, 2005)

Tese – Universidade Federal do Rio de Janeiro,
COPPE

1. Vibração Mecânica
2. Normas Técnicas
3. Caos

I. COPPE/UFRJ II. Título (Série)

À minha Esposa Maria Marta.
Aos meus Filhos Thiago, Lucas e Daniel,
como exemplo de dedicação e perseverança.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Professor Marcelo Amorim Savi, que pacientemente, orientou e direcionou minha pesquisa, não permitindo que eu perdesse o foco deste trabalho, pelas suas cuidadosas revisões, inclusive durante o seu período de férias, pelas frutíferas reuniões de trabalho e por sua valiosa amizade.

Ao Professor Sylvio José Ribeiro de Oliveira, por seus ensinamentos, por seus conselhos, pela forma amigável que sempre me incentivou e encorajou nesta caminhada.

Ao Professor Moysés Zindeluk, pelos livros e artigos que me emprestou ao longo destes anos e por suas aulas, que ficaram gravadas na minha lembrança.

Ao Professor Ripper, pelas conversas, aconselhamentos e pelo material didático que gentilmente me emprestou e pelos ensinamentos que me deu.

Ao Doutorando Pedro Lisboa, por ter me apresentado aos mestres da Mecânica e aos amigos do Laboratório, pelos incontáveis auxílios e conselhos.

Ao Engenheiro e Mestre Celso Di Domênico, pelas informações fornecidas, pela sua disponibilidade incondicional em me auxiliar, inclusive tomando medidas em Laboratório e por sempre ter me motivado e encorajado nesta jornada.

Ao Engenheiro Anderson Pessoa de Souza, por sua ajuda nas medições do aparato experimental no Laboratório.

Ao amigo do Laboratório de Acústica e Vibrações, Miguel Michalski pelo auxílio e colaboração na bancada de teste de rotores. Ao amigo Guilherme que tornou viável a utilização do pacote TISEAN, como ferramenta de análise não-linear, por sua paciência e amizade.

Aos Professores de todas as disciplinas que tive o prazer de cursar, desde o primeiro período de 2003, especialmente o professor Belchior (do Programa de Engenharia Naval e Oceânica), pelos preciosos ensinamentos que me providenciaram.

Ao Professor Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco (CEFET/RJ), por ter aceitado o convite para fazer parte da banca examinadora.

Às senhoras Vera, Maysa, ao senhor Renato e demais funcionários da Secretaria do Programa de Engenharia Mecânica, pelo apoio administrativo e por um atendimento invariavelmente com bom humor.

Aos amigos do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, que “seguraram a barra” enquanto eu estava cursando na COPPE, principalmente, aos oficiais engenheiros, Expedito, Carlos Alexandre e Miracca, por todo apoio dado, pelos grupos de estudo e por terem me ajudado “a entrar no trem-bala, a 200 Km/h”, após 16 anos de formado em engenharia.

Ao engenheiro Décio, por seu apoio, incentivo, e por sua amizade

Aos meus chefes imediatos do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, pelo suporte administrativo e apoio incondicional.

À minha mulher, Maria Marta, por sempre ter me apoiado em todas as minhas iniciativas e por nunca ter reclamado dos meus momentos de nervosismo e ausência. Aos meus filhos, Lucas, Thiago e Daniel, pelos ditados, pelo carinho, e pela compreensão que papai tinha que estudar....

A minha mãe Neide, que sempre teve uma palavra de conforto e otimismo, mesmo nas situações mais difíceis. Ao meu pai Mauro, que me apresentou à Engenharia Mecânica quando ainda era criança, me levando à fábrica onde trabalhava, nos sábados e me dando o meu primeiro emprego, em engenharia, em 1984.

A todos os que, direta ou indiretamente, contribuíram de alguma forma para que eu chegasse até aqui, e que posso estar esquecendo, mas que nem por isso deixaram de “colocar um tijolo no muro”.

Ao Senhor Deus, sem o qual nada seria possível, por ter colocado em meu caminho pessoas boas, que tanto contribuíram para o meu crescimento pessoal e profissional.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE DE DEFEITOS EM SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS A PARTIR DA MONITORAÇÃO DE VIBRAÇÕES

Maurício Sanches Garcia

Junho /2005

Orientador: Marcelo Amorim Savi

Programa: Engenharia Mecânica

A monitoração de processos industriais e equipamentos é uma parte essencial da manutenção, estando diretamente relacionada com as indústrias mais competitivas. A monitoração da vibração tem sido largamente utilizada em diferentes situações e, em especial, na monitoração de máquinas rotativas.

O presente trabalho analisa os sinais obtidos de um rotor em um aparato experimental, preparado para simular quatro situações: 1 - Máquina nova; 2 - Máquina nova desbalanceada; 3 - Máquina com vida média; 4 - Máquina necessitando de reparo imediato. Basicamente, cada condição é caracterizada por uma massa desbalanceada e, também, por diferentes folgas dadas no mancal de rolamento. A monitoração da vibração é aplicada a estas situações, estabelecendo assinatura própria no domínio do tempo e da frequência. Além disso, com o objetivo de utilizar ferramentas não-lineares para identificar sinais característicos, os Expoentes de Lyapunov são empregados para avaliar a presença de caos nos sinais

experimentais. Posteriormente, os conceitos apresentados são aplicados na monitoração da vibração de um diesel gerador em um navio da Marinha do Brasil.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ANALYSIS OF ROTOR DYNAMICS DEFECTS USING VIBRATION BASED MONITORING

Maurício Sanches Garcia

June /2005

Advisor: Marcelo Amorim Savi

Department: Mechanical Engineering

The monitoring of industrial processes and equipments is an essential part of maintenance, being directly related to more competitive manufacturing. The vibration based technology has been largely employed in different situation and, in special, in monitoring of rotating machinery.

This work analyzes signals of a rotor dynamics experimental apparatus, simulating four situations: 1– New machine; 2 – New machine, unbalanced; 3 – Middle age machine; 4 – Machine with severe problem. Basically, each of these conditions is characterized by unbalanced mass and also different gaps on ball bearings. Vibration based monitoring is applied to these situations, establishing proper signatures in frequency and time domain. Moreover, in order to use nonlinear tools to identify signature characteristics, Lyapunov exponents are employed in order to evaluate the presence of chaos in the signals. After, the concepts showed are applied on vibration based monitoring of a diesel-motor of a Brazilian Navy ship.

ÍNDICE

Capítulo 1 – Introdução

1.1	Objetivos do Trabalho.....	04
1.2	Desenvolvimento da análise da dinâmica de rotores.....	06
1.2.1	O fenômeno do desbalanceamento.....	09
1.2.2	Efeito da folga em mancais.....	10
1.2.3	Caos em mancais de rolamento.....	11
1.3	Apresentação dos Capítulos	12

Capítulo 2 – Normas Técnicas

2.1	Normas Técnicas aplicáveis	14
2.2	Definições dos termos adotados	18
2.3	Orientação para avaliação da severidade da vibração.....	19
2.3.1	Tipos de bases utilizadas durante os testes de máquinas.....	20
2.3.2	Pontos de medição	21
2.3.3	Condições operacionais durante o teste	23
2.4	Escala para avaliação da intensidade da vibração	23
2.5	CrITÉrios para avaliação de tipos específicos de máquinas.....	25
2.6	Avaliação das faixas.....	28
2.7	Comentário sobre monitoração de vibração em maquinas.....	28

Capítulo 3 – Experimento em Laboratório

3.1	Aparato experimental.....	30
3.2	Simulação dos defeitos.....	35
3.2.1	Operação de desgaste.....	35
3.3	Identificação dos parâmetros.....	37

3.3.1	Frequências Naturais do sistema	38
3.3.2	Frequências características de defeitos em rolamento	39
3.4	Análise dos resultados	40
3.4.1	Situação 1 – Máquina nova.....	41
3.4.2	Situação 2 – Máquina nova desbalanceada.....	49
3.4.3	Situação 3 – Máquina com vida média.....	55
3.4.4	Situação 4 – Máquina precisando de reparo imediato.....	61
3.5	Evolução e detecção da vibração causada por rolamento.....	69

Capítulo 4 – Análise dos Resultados de Laboratório

4.1	Crerios de Avaliao recomendados pelas Normas Aplicaveis	71
4.2	Aplicao das Normas Tcnicas.....	73

Capítulo 5 – Caos nos Resultados Experimentais

5.1	Consideraes sobre os Expoentes de Lyapunov.....	75
5.2	Aplicando o Expoente para um sinal experimental.....	77
5.2.1	Situaao 1 – Mquina nova.....	78
5.2.2	Situaao 2 – Mquina nova desbalanceada.....	80
5.2.3	Situaao 3 – Mquina com vida mdia.....	81
5.2.4	Situaao 4 – Mquina precisando de reparo imediato.....	83
5.3	Consideraes sobre os resultados.....	84

Capítulo 6 – Monitorao como Ferramenta de Manutenao

6.1	Parmetros utilizados na monitorao	86
6.2	Diagnstico das avarias atravs da monitorao das vibraes	87

Capítulo 7 – Conclusões e Sugestões

7.1	Sugestões.....	94
-----	----------------	----

<i>Apêndice A – Identificação das Frequências Características de defeitos no rolamento.....</i>	100
--	------------

<i>Apêndice B – Descrição do equipamento.....</i>	107
--	------------

<i>Referências Bibliográficas.....</i>	115
---	------------

Capítulo 1 – Introdução

A manutenção ainda encontra um espaço representativo nos custos das grandes corporações industriais e por este motivo é tema de constante pesquisa para melhorar a sua eficiência e minimizar sua participação neste quadro, agregando tecnologia de ponta à sua área de atuação. Por definição, manutenção é “o ato ou efeito de manter” ou “o dispêndio com a conservação de alguma coisa”. Existem diversas estratégias no gerenciamento da manutenção que dependem do grau de importância dos equipamentos dentro da linha de produção e dos custos envolvidos, tanto na execução dos serviços de manutenção como na substituição dos equipamentos. Pode-se afirmar que atualmente são quatro as práticas de manutenção: a reativa ou à demanda, a preventiva, a preditiva e a proativa ou “manutenção otimizada”. Existem algumas divergências conceituais na definição de cada um dos tipos citados, entretanto pode-se dizer de uma maneira geral, que a manutenção preditiva é a que atualmente possui maior enfoque.

O objetivo da manutenção preditiva é eliminar as falhas nos equipamentos através da monitoração das condições de operação destas máquinas, detectar os problemas ainda numa fase incipiente, prever qual a vida útil remanescente e programar os reparos necessários, antes que a falha cause uma interrupção do funcionamento da máquina.

Existem vários parâmetros que podem ser monitorados: geração de calor, avaliação de performance, análise dos lubrificantes, redução dimensional de superfícies de contato, dentre outras. No entanto, a técnica mais difundida é a monitoração da vibração.

Na monitoração das condições de uma máquina, a maior atenção é geralmente dada para a monitoração das condições dos mancais, por serem os componentes mais comuns, possuírem uma vida de trabalho finita e falharem por fadiga [1]. Com frequência, os mancais estão sujeitos a abusos e falham mais frequentemente que outros componentes.

Os dois tipos de mancais mais usados nos equipamentos industriais são os mancais de rolamento e os de deslizamento. Como regra geral, os mancais de deslizamento apresentam menores níveis de vibração, que os mancais de rolamento. O principal mecanismo de ruído e vibração para um mancal de rolamento é o processo de impacto entre os elementos rolantes e as pistas do mancal. Por outro lado, o mecanismo principal de ruído e vibração para os mancais de deslizamento é o atrito que ocorre

quando a lubrificação é inadequada ou imprópria. Nesta situação o filme de óleo do mancal pode se romper produzindo uma excitação conhecida como “stick – slip”, o que envolve o contato metal com metal de curta duração.

O mancal de rolamento é possivelmente o tipo mais comum utilizado na indústria. O seu emprego é de grande importância no desenvolvimento das máquinas rotativas e sua falha resulta na paralisação dos equipamentos. Deste modo a monitoração dos mancais de rolamentos está continuamente sendo pesquisada e desenvolvida.

Os problemas associados com a monitoração de rolamentos estão diretamente associados à complexidade da máquina que eles suportam. Por exemplo, enquanto a monitoração de turbogeradores e de motores elétricos é relativamente fácil, as condições de monitoração de mancais de eixos principais de turbinas de aviação requerem procedimentos mais sofisticados de processamento de sinal [1].

Os profissionais da área tecnológica reconhecem a importância dos rolamentos para a indústria moderna, porém poucos são os que percebem a magnitude dos gastos com a compra, substituição e armazenamento de rolamentos. De acordo com uma grande indústria química, a manutenção é o maior custo controlável em uma planta industrial se igualando, em certos casos, aos lucros líquidos anuais de operação [2].

Por outro lado, os rolamentos contribuem com mais de um quarto das falhas em equipamentos mecânicos. Isto os coloca no primeiro lugar em importância dentre todos os itens controláveis dos serviços de manutenção [2]. Isso sem citar o caso de Navios Sonda de petróleo que possuem diversos equipamentos que utilizam rolamentos e cujo custo do dia parado chega a duzentos e cinquenta mil dólares [3].

Dentre todos os parâmetros que se podem monitorar nos equipamentos industriais, sem dúvida os sinais de vibração são os mais usuais. Este fato se deve ao grande número de máquinas rotativas e aos elevados índices de retorno que este tipo de monitoração alcança. A aplicação sistemática de programas de monitoração de vibrações em máquinas rotativas pode gerar, em grandes plantas, um retorno dez a cinquenta vezes o montante investido no primeiro ano de operação [2].

De modo geral, os sinais de vibração são adquiridos através de um acelerômetro colocado junto ao mancal da máquina. Este sinal é lido e tratado analógica ou digitalmente para posteriormente ser comparado com parâmetros preestabelecidos. Existem várias técnicas de apresentação de sinal, dentre as quais a análise do espectro de vibração é a mais utilizada. O problema deste tipo de análise consiste no

estabelecimento de parâmetros significativos e confiáveis para a criação de critérios de diagnóstico. Neste contexto as Normas Técnicas aplicáveis no campo dos fenômenos vibratórios estabelecem as condições adequadas de funcionamento, na ausência de recomendações específicas do fabricante do equipamento para avaliação da performance. Por exemplo, os programas comerciais (“softwares”) baseados em análise de sinais de vibração, não são nada mais que rotinas que retiram dos sinais adquiridos de componentes de máquinas, determinadas grandezas que, ao serem comparadas com um banco de dados com valores padronizados, geralmente dentro dos limites estabelecidos pelas Normas Técnicas, retornam uma mensagem de “status” ou alarme ao usuário.

Os valores obtidos de programas computacionais devem ser muito bem ajustados, tanto em amplitude quanto em frequência para que não existam alarmes falsos, nem falhas não detectadas. As frequências características de falhas em rolamentos não dependem apenas do conhecimento da rotação da máquina, uma vez que carregamentos indevidos e o próprio desgaste dos rolamentos alteram a posição dos picos no espectro, podendo induzir falsos diagnósticos. Além disso, o posicionamento dos acelerômetros, orientações e distância do rolamento, sua fixação e as características de transmissibilidade das máquinas introduzem distorções que também podem conduzir a diagnósticos errados [4]. Neste sentido, as Normas Técnicas aplicáveis aos fenômenos vibratórios vem corroborar recomendações quanto à fixação, posicionamento dos acelerômetros e orientações quanto às direções das tomadas de medidas a fim de minimizar os erros de diagnóstico por falhas de sistematização dos procedimentos de tomadas de medidas. Destes fatos vem à necessidade de conhecer e interpretar as Normas Técnicas aplicáveis.

Em suma, saber diagnosticar com precisão o estado do rolamento em máquinas rotativas, dizer qual o tipo de falha que está se desenvolvendo e qual sua vida remanescente é, atualmente, uma atividade que pode gerar economias consideráveis para a indústria em geral.

Em linhas gerais, pode-se dizer que os defeitos em sistemas do tipo eixo-rotor-mancal estão associados às não-linearidades. A folga no mancal proporciona uma descontinuidade na rigidez. A relação entre carga e deslocamento, associada ao problema, também possui características não-lineares, sendo diferente no processo de carga e descarga.

Outra característica não-linear tem sua causa em deformações permanentes devidas a irregularidades nas superfícies dos mancais.

A distribuição das deformações permanentes entre os elementos rolantes e o anel do mancal é tal que, de modo geral, um terço ocorrem na esfera e dois terços no anel. Antes de uma fratura se desenvolver em um dos corpos, a deformação permanente terá assumido proporções consideráveis, e a monitoração das vibrações se tornará uma poderosa ferramenta na manutenção preditiva.

1.1 Objetivos do trabalho

A análise de vibração é uma ferramenta poderosa de diagnóstico de problemas em máquinas. Existem muitas maneiras de se obterem os dados de vibração e apresentá-los para detectar e identificar os problemas específicos em máquinas rotativas.

De acordo com GEITNER E BLOCH [5], o procedimento de obter e apresentar as amplitudes de vibração para todas as frequências presentes, talvez seja a mais útil de todas as técnicas de análise. Estima-se que 85% dos problemas que ocorrem em máquinas rotativas possam ser identificados a partir da análise no domínio da frequência. Segundo VANCE [6], as frequências presentes no sinal de vibração medido constituem algumas das informações mais úteis obtidas para diagnosticar problemas da dinâmica da rotação.

O desbalanceamento, o desalinhamento e a presença de mancais defeituosos são as principais causas de vibrações indesejadas em rotores [6], de modo que grandes amplitudes de vibração síncrona, isto é, na mesma frequência que a rotação do eixo, geralmente indicam um problema de desbalanceamento do rotor. O estado de desbalanceamento ocorre quando o centro de massa de um sistema rotativo não coincide com o centro geométrico. Porém, nem toda excitação do eixo é síncrona. Na realidade, os problemas mais destrutivos da dinâmica da rotação envolvem movimentos não-síncronos [5]. A instabilidade na dinâmica da rotação trata quase que exclusivamente de excitações não-síncronas. Aliás, esta é uma característica da instabilidade em turbomáquinas, pela excitação do sistema rotor-mancal em frequências diferentes que a velocidade de rotação do rotor. As causas da instabilidade na dinâmica da rotação não estão associadas ao desbalanceamento do rotor, mas geralmente estão associadas com a não-linearidade existente no mancal de rolamento.

A palavra instabilidade implica que o movimento pode tender a crescer ilimitadamente e, de fato, isto ocorre algumas vezes com consequências destrutivas para o equipamento. Por outro lado, excitações não-síncronas do rotor com amplitudes aceitáveis (não destrutiva) são freqüentemente observadas e aceitas em turbomáquinas, e podem permanecer por muito tempo na operação normal do equipamento. Estes casos precisam ser continuamente monitorados pois uma pequena mudança nas condições de operação ou folga da máquina pode desestabilizar o sistema e produzir um rápido crescimento na amplitude de vibração.

Segundo THOMSON [7], os procedimentos analíticos para o tratamento das equações diferenciais não-lineares são complicados e requerem um estudo matemático mais profundo. Existem poucas soluções exatas conhecidas e grande parte do progresso no conhecimento de sistemas não-lineares, (em sistemas não-lineares o relacionamento entre a causa e o efeito não é proporcional), veio de aproximações, soluções gráficas e simulações numéricas. A análise de sistemas não-lineares é um campo relativamente novo em aplicações industriais e, em função disto, novas ferramentas de análise da vibração devem ser desenvolvidas e empregadas.

O objetivo desta dissertação é discutir a detecção e o diagnóstico de falhas em sistemas mecânicos rotativos através da análise espectral, com o estudo das variações na amplitude dos sinais característicos de falhas introduzidas pela variação da condição do rotor e pela folga do rolamento. Estes defeitos simulam o desgaste de funcionamento usual em máquinas rotativas, apresentando os fenômenos vibratórios que ocorrem no funcionamento de rotores apoiados em mancais de rolamento. Neste contexto, simulam-se os defeitos mais comuns encontrados na dinâmica da rotação, a saber: o desbalanceamento e a folga excessiva do mancal de rolamento. A dissertação mantém o foco nos defeitos mais comuns que ocorrem em rotores de aplicação industrial, após pesquisa de campo em grandes empresas da área.

Em linhas gerais, procede-se uma análise de sinais obtidos em bancada de teste de rotores no Laboratório de Acústica e Vibrações da COPPE/UFRJ (LAVI), identificando e caracterizando fenômenos vibratórios, com a utilização das ferramentas usuais de análise de vibração. Esta análise baseia-se em normas técnicas pertinentes. Além disso, com objetivo de melhor compreender as não-linearidades oriundas da utilização dos mancais de rolamento com folga excessiva apresentam-se novas ferramentas de análise

de sinais de vibração, como os Expoentes de Lyapunov. Por fim, visando comprovar os procedimentos de análise discutidos, eles são aplicados em um caso real ocorrido em um motor gerador de um navio da Marinha do Brasil, envolvendo os defeitos simulados no LAVI.

A bancada de teste foi desenvolvida no projeto final de graduação do Miguel Michalski e Marcus Vinicius Diniz Abrantes, e posteriormente utilizada para a Tese de Mestrado do Miguel Michalski. Outras pesquisas também foram, anteriormente, desenvolvidas no LAVI, nesta área, como a de Charles Selassiel Silva de Matos em seu “Estudos de efeitos dinâmicos induzidos por folga em mancais de rolamento em um rotor vertical”.

O diagnóstico rápido do defeito e a análise confiável das causas são exigências do mercado atual e há ainda muito neste campo a ser desenvolvido, pois envolve os alicerces da indústria moderna, a alta utilização dos meios de produção aliada aos baixos custos de manutenção, no qual máquinas como compressores, turbinas, motores elétricos, bombas centrífugas e, após a crise energética de 2000-2001, motores geradores são cada vez mais utilizados no processo produtivo.

1.2 Desenvolvimento da análise da dinâmica de rotores

A utilização de diversos equipamentos como compressores, bombas, motores, turbinas e, conseqüentemente, a utilização de mancais cresceu bastante a partir de meados do século 19. Acompanhando o aumento da velocidade de rotação das máquinas, o interesse no desenvolvimento da teoria de mancais cresceu consideravelmente [8]. Os usuários destas máquinas deparavam-se com grandes amplitudes de vibrações em certas condições de carga e de velocidade, as quais transmitiam grandes forças para a fundação e as partes componentes do sistema.

Em 1924, NEWKIRK [8] foi o primeiro a verificar um exemplo de instabilidade em mancais de deslizamento. Ele demonstrou que dentro de certas combinações de carga e velocidade, o centro do mancal não permanece fixo como previsto pela equação de Reynolds para o estado de equilíbrio, mas gira nas redondezas da posição de equilíbrio a uma velocidade, de aproximadamente, igual à metade da velocidade de rotação. Este fenômeno foi chamado de “oil whirl”, que poderia ser traduzido como turbilhonamento (bamboleio).

A fim de possibilitar a observação destes fenômenos vibracionais, MUSZYNKA [9] utilizou um rotor simétrico apoiado em mancais de deslizamento. Este modelo permitiu a obtenção de soluções analíticas e conclusões de como os diversos parâmetros do sistema rotor-mancal afetam o comportamento dinâmico. Para tal, o rotor levemente carregado e desbalanceado era suportado por mancais cilíndricos completamente lubrificados. Nesta situação, os seguintes fenômenos foram observados: quando o rotor inicia o seu movimento aumentando vagarosamente a velocidade, são observadas vibrações síncronas causadas pelas forças de inércia do desbalanceamento do rotor. Em baixas rotações, estas vibrações são estáveis e não trazem maiores consequências. Em altas rotações, geralmente abaixo da primeira velocidade crítica do rotor, o desbalanceamento não é a única vibração presente. Neste caso, pode-se verificar o “oil whirl”, com a frequência próxima à metade do valor da velocidade de rotação do rotor. As amplitudes de vibração do “oil whirl” são, usualmente, maiores que as do desbalanceamento. Entretanto, o turbilhonamento é limitado pela folga do mancal e as forças não-lineares do fluido. A velocidade crítica pode ser definida como “a velocidade na qual a resposta síncrona ao desbalanceamento é máxima”, isto é, quando uma frequência natural é excitada pelo desbalanceamento do rotor girando na velocidade de rotação do eixo, a velocidade do eixo que coincide com a frequência natural é chamada de velocidade crítica.

Quando a velocidade de rotação do rotor atinge a primeira frequência natural, o turbilhonamento desaparece e é substituído pelo aumento da vibração síncrona (desbalanceamento). Cada sistema rotor mancal tem um número discreto de frequências naturais de vibração. Associado a cada frequência natural existe um modo de vibração, que pode ser entendido como a deflexão do rotor no instante de máxima tensão durante a vibração.

Neste exemplo, a força de amortecimento radial do fluido é a força dominante no mancal, onde as forças de inércia são desprezíveis. Nos mancais de deslizamento onde segundo SHIGLEY [10], ocorrem as lubrificações hidrodinâmica e hidrostática, a mudança da geometria altera os coeficientes de rigidez e amortecimento do mancal. O rotor é induzido a se movimentar acompanhando o fluido, de maneira a balancear os fluxos de óleo internos ao mancal.

Ainda considerando mancais de deslizamento, KUMAR e MISHARA [11] verificaram a estabilidade de mancais hidrodinâmicos sob o efeito do desgaste para

quatro relações de comprimento e diâmetro. Concluíram, primeiramente, que a estabilidade diminui com o crescimento do desgaste até um dado valor. Se o desgaste continuar a crescer além deste valor, é observada uma melhora na estabilidade. E ainda que a estabilidade de mancais desgastados é sempre menor do que a de mancais bons em baixas cargas, porém em altas cargas os mancais desgastados, com o parâmetro de profundidade de desgaste maior que determinados valores, possuem maior estabilidade que os mancais não desgastados e a estabilidade do rotor é alcançada.

De acordo com ZHOU E SHI [12] em seu estudo sobre o controle das vibrações em máquinas rotativas, no modelo de Jeffcott, modelo que consiste de um disco desbalanceado montado no meio de um eixo flexível de massa desprezível, apoiado nas extremidades por dois mancais rigidamente suportados, o rotor foi modelado como um disco rígido suportado por um eixo elástico, sem massa, que foi montado em mancais rígidos. Este modelo é equivalente a um eixo rígido suportado por mancais elásticos. A evolução deste modelo em relação ao modelo anterior (modelo do rotor planar), é que no modelo de Jeffcott, o movimento do rotor é descrito pelo movimento do corpo rígido em vez do movimento da partícula. Apesar do modelo de Jeffcott ser de um único corpo rígido, ele pode mostrar os fenômenos básicos do movimento do rotor, incluindo a precessão direta e retrógrada do rotor sobre a ação de forças desbalanceadas, velocidades críticas, efeito giroscópio, entre outros.

Em 1972, RUHL e BOOKER [8] usaram o método dos elementos finitos para estudar as características dinâmicas de uma turbina. Neste modelo, a energia cinética e a flexão elástica foram consideradas. Os efeitos de inércia, giroscópio, a deformação cisalhante, o torque axial, a carga axial e o amortecimento interno foram desprezados. Diversos estudos foram realizados, até que em 1998, LALANNE e FERRARIS [13] apresentaram, de modo didático, as equações do movimento para um rotor flexível com a utilização de matrizes de coeficientes de massa, amortecimento e rigidez. As dimensões destas matrizes são determinadas pelos números de módulos do modelo. Para sistemas complexos, a ordem do sistema de matrizes é muito grande. Segundo WEBER [14], a descrição matemática dos movimentos e dos fenômenos ligados à operação de máquinas rotativas pode levar a modelos com um número muito grande de graus de liberdade, como ocorre quando se usa a técnica de elementos finitos.

Outro método importante na análise da dinâmica de rotores é o método da matriz de transferência. Este método foi primeiramente empregado na área de vibrações

torcionais. Em 1974 ORCUTT e LUND [15] apresentaram procedimentos para a utilização deste método para a análise dinâmica de rotores. A vantagem deste método é que ele não requer o armazenamento e a manipulação de um sistema de grande ordem. O método de matrizes de transferência utiliza uma técnica progressiva de resolução: ele começa com as condições de contorno de um lado do sistema e sucessivamente caminha através da estrutura para o outro lado. A solução deve satisfazer todas as condições de contorno em todos os pontos de contorno. A desvantagem deste método é a dificuldade de estendê-lo para o domínio do tempo e para a análise não-linear.

Em linhas gerais, os trabalhos mencionados analisam sistemas lineares e, portanto, utilizam equações diferenciais ordinárias que são linearizadas na vizinhança de um ponto de operação, geralmente considerando-se a velocidade de rotação constante.

Poucas análises têm levado em consideração o regime transiente da velocidade na dinâmica do rotor. O primeiro estudo na resposta transiente de rotores possivelmente foi feito por LEWIS [16] em 1932, usando um método gráfico. Lewis apresentou uma solução aproximada para o problema de movimentar um sistema, que tinha um único grau de liberdade e amortecimento linear, da sua velocidade crítica até o repouso a uma aceleração uniforme. CHILDS [17] desenvolveu um modelo para corpos flexíveis girantes, tentando separar o movimento do corpo rígido e do corpo flexível, porém não houve novos trabalhos de pesquisa envolvendo esta sistemática. Em 1988 SUBBIAH e RIEGGER [18] apresentaram um método que combina o método de elementos finitos com o método de matrizes de transferência para análise dinâmica transiente, superando as dificuldades computacionais. Esta é mais uma técnica computacional do que uma ferramenta de análise.

1.2.1 O fenômeno do desbalanceamento

O rotor desbalanceado não só causa vibrações, como também transmite forças rotacionais para os mancais e para a estrutura de suporte. As forças transmitidas podem, se acima de determinados valores, causar avarias ao equipamento e encurtar o seu ciclo operacional. Todos os rotores possuem desbalanceamento residual adquirido durante o processo de fabricação, devido às tolerâncias das máquinas de usinagem, ou ainda, devido à não-homogeneidade do material. Assim, o balanceamento dos rotores garante o seu perfeito funcionamento.

De acordo com SHIH e LEE [19], os dois principais métodos de balanceamento empregados são: o método modal de balanceamento e o método dos coeficientes de influência. A técnica do balanceamento modal foi desenvolvida por BISHOP [20], e nela o modo da velocidade crítica do rotor deve ser conhecido, ou por medições experimentais ou por modelagem matemática. A distribuição de massa também deve ser determinada da geometria do rotor. A precisão do método depende do conhecimento dos modos do rotor, que podem ser complexos para os modos maiores que a segunda velocidade crítica. A técnica dos coeficientes de influência foi apresentada por GOODMAN [21], em geral o método requer uma medição precisa do ângulo de fase para produzir resultados aceitáveis.

Parece bastante claro que o melhor meio de balancear um rotor é primeiramente descobrir a distribuição de massa desbalanceada e então adicionar massa a uma dada distância radial do eixo de rotação para compensar a massa desbalanceada. Entretanto devido às deficiências dos métodos para determinar a distribuição de massa desbalanceada, por vezes, a melhor qualidade do balanceamento não é alcançada.

1.2.2 Efeito da folga em mancais

De acordo com KAEPENKO, WIERCIGROCH e CARTMELL [22], a presença de folga excessiva em mancais invariavelmente causa severa não-linearidade. Primeiramente, o fenômeno se apresenta na forma da descontinuidade da rigidez, que pode conduzir a respostas complexas. Como uma primeira aproximação, o rotor com folga excessiva no mancal pode ser considerado um oscilador não-linear. As simulações experimentais mostram vibrações periódicas, síncronas e subsíncronas, bem como, vibrações caóticas do rotor, acompanhadas por harmônicos elevados. O espectro para movimento periódico apresenta picos localizados em frequências discretas. Por outro lado, o espectro para o movimento caótico não apresenta frequências discretas, mas apresenta uma faixa contínua, em uma faixa do espectro. Esse espectro é característico do regime caótico. Os autores concluem que a resposta do sistema com folga no mancal depende de parâmetros como amortecimento, rigidez e massa desbalanceada.

Em seu estudo sobre análise da estabilidade para rotores, KHADER [23] pesquisou a estabilidade dinâmica de um sistema eixo-disco carregado por uma força axial e torque. Apesar do modelo ser diferente do utilizado no desenvolvimento desta

dissertação, a sua conclusão é de interesse: o amortecimento rotacional no sistema tem um efeito estabilizador maior do que o amortecimento translacional, e isto foi verificado tanto para torques negativos como para positivos.

1.2.3 Caos em sistemas rotativos

O caos é uma das inúmeras possibilidades de um sistema não-linear. É a dinâmica liberada da previsibilidade. Pode ser entendido como “o comportamento estocástico de sistemas determinísticos”, ou ainda, “uma coleção de resultados abstratos e métodos computacionais, a maior parte tendo uma abordagem geométrica, que são aplicáveis ao estudo de equações diferenciais não lineares e mapeamentos” [24].

O movimento de um mancal de rolamento levemente carregado foi pesquisado por MEVEL e GUYADER [25] com o objetivo de analisar os diferentes mecanismos envolvidos na transição para o regime caótico. Através da variação de um parâmetro de controle, diferentes rotas para o caos foram descritas. A mais conhecida é a rota subharmônica, que é caracterizada pelo aumento do número de subharmônicos da frequência do movimento. A segunda rota é uma rota semiperiódica, caracterizada pela concorrência entre a segunda ressonância do mancal e a frequência de passagem das bilhas. Isto resulta no crescimento do número de combinações das duas frequências. A ocorrência da perda de contato entre as bilhas e a pista foi relacionada com a existência de caos.

Quando um mancal está sujeito à carga radial, as cargas das bilhas é função da posição angular da gaiola, e a rigidez da montagem varia continuamente, o que provoca um tipo de excitação, chamada de “varying compliance frequency”, que poder ser entendida como vibrações devidas às variações de concordância do mancal, às chamadas vibrações “V.C”. A teoria de Hertz fornece para o contato linear uma relação quase linear entre força e deslocamento. MEVEL e GUYADER [25] observaram como uma causa de não-linearidade, nesta relação, é a variação do número de elementos rolantes na zona de carga.

A rota subharmônica está associada com a primeira velocidade crítica. Ela gera um grande número de subharmônicos na frequência de passagem das bilhas e é característica da instabilidade em mancais de rolamento. A combinação entre os dois elementos básicos, a saber, a frequência de passagem das bilhas e a frequência de

ressonância vertical, resulta no crescimento do número de combinações e finalmente tende para o caos pela soma das ressonâncias.

TIWARI, et al [26] simularam um rotor desbalanceado suportado em uma extremidade por mancal de rolamento, que teve sua folga interna modificada de 2,5 μ m (SKF – tipo C2) para 20 μ m (SKF – tipo C5). A não-linearidade observada foi devida tanto ao contato Hertziano como à folga radial interna, resultando no aparecimento de subharmônicos e na soma e diferença da combinação das frequências de rotação e da variação de concordância. Segundo a referência [26], experimentalmente foi verificado que o crescimento da folga radial interna aumenta a não-linearidade do sistema com o aparecimento de muitos subharmônicos e super-harmônicos.

1.3 Apresentação dos Capítulos

Após uma introdução, o Capítulo 2 apresenta as Normas Técnicas aplicáveis à vibração em equipamentos, comparando as principais Normas internacionais existentes, apresentando os critérios para avaliação, as faixas de classificação de equipamentos, as classes de vibração, as orientações para as medições e a definição dos termos utilizados. É de suma importância ao especialista em vibrações conhecer as Normas Técnicas, pois estas fornecem referências, que como regra geral, devem ser utilizadas para evitar erros na coleta e na interpretação dos dados obtidos. Através da sistematização dos procedimentos procura-se evitar falhas comuns em medições de campo, economizando tempo e dinheiro no processo de coleta dos dados. Além do que, na manutenção moderna é grande a utilização de programas para a monitoração dos níveis de vibração de máquinas e as Normas Técnicas fornecem parâmetros de análise da qualidade da vibração para tipos diferentes de máquinas.

No Capítulo 3 são simuladas em laboratório, as condições mais usuais de avarias em rotores, a saber: rotor desbalanceado, rotor desbalanceado com folga no mancal de rolamento e uma situação limite, com um rotor desbalanceado com folga excessiva no mancal de rolamento. A teoria relacionada aos mancais de rolamento é brevemente comentada para explicar os fenômenos relacionados à variação de rigidez do mancal. Ainda é mostrado o método utilizado para, a partir de um rolamento novo, simular o desgaste de uso e o dispositivo utilizado para a verificação da folga radial. Estes defeitos foram selecionados após uma pesquisa de campo, com grandes empresas da

área de rotores, para levantar as avarias mais comuns em rotores suportados por mancais de rolamento. Neste caso, as ocorrências reais coincidiram com os defeitos apontados na literatura consultada. Analisa-se a evolução da vibração causada por rolamentos defeituosos, estabelecendo os estágios de acordo com a vida útil do rolamento. Para tal, utilizam-se dos conceitos de detecção e diagnóstico das falhas atribuindo ao primeiro, a caracterização do estado da falha do rolamento. Em suma, são objetivos deste capítulo diagnosticar o estado de funcionamento de máquinas rotativas, que utilizam mancal de rolamento como apoio, dizer qual o tipo de falha que está se desenvolvendo e qual sua vida remanescente do rolamento.

No Capítulo 4, as Normas Técnicas são aplicadas aos resultados experimentais de laboratório, enquadrando em faixas de qualidade.

No Capítulo 5 os resultados experimentais são verificados quanto à existência de caos. Para tal, são levantados os Expoentes de Lyapunov, para cada uma das quatro situações simuladas no aparato experimental.

No Capítulo 6, a monitoração é utilizada como ferramenta de manutenção, sendo apresentados a evolução da vibração, sua análise e o reparo efetuado, à luz dos conceitos utilizados nos capítulos anteriores. O equipamento selecionado é um motor gerador marca Paxman de dezesseis cilindros, no qual monitoram-se as vibrações do mancal de rolamento, do lado não acoplado ao motor. Este tipo de equipamento passou a ser bastante utilizado nas indústrias de grande e médio porte, grandes centros comerciais e até em condomínios, a partir da crise energética ocorrida no Brasil no início do século XXI. Finalizando, no Capítulo 7, apresentam-se as conclusões do trabalho e as sugestões de pesquisas futuras.

No Apêndice A são identificadas as frequências características de defeitos em rolamentos, apresentando a formulação apropriada. No Apêndice B apresenta-se o motor gerador utilizado para a monitoração das vibrações, descrevendo as características técnicas e funcionais.

Neste Capítulo, são apresentadas as Normas Técnicas aplicáveis ao fenômeno vibratório. Os parâmetros, escopo, campo de aplicação, e os critérios para avaliação das diversas Normas são comentados. São apresentadas definições, fórmulas comuns, considerações físicas, orientações para a tomada de medidas, tudo sob a ótica da monitoração da vibração.

2.1 Normas Técnicas Aplicáveis

Os níveis de vibração admissíveis para monitoração de máquinas rotativas têm sido objeto de estudos por diversas comissões técnicas de diferentes países. Dentre eles destaca-se a ISO 2372 [27] de novembro de 1974, a VDI 2056 [28] (Verein Deutscher Ingenieure), Associação dos Engenheiros Alemães, de outubro de 1964, a BS 7854 (“British Standard”) [29] de 15 de maio de 1996, além das normas militares “Military Standard”.

A ISO (“International Organization for Standardization”) é uma federação mundial de institutos nacionais de padronização chamados de “ISO Member Bodies”. O trabalho desenvolvido pela “International Standards” é suportado por Comitês Técnicos e cada membro interessado em um assunto tem o direito de ser representado no Comitê. Organizações Internacionais, governamentais e não governamentais, ligadas à ISO também participam do trabalho. As minutas das “International Standards” adotadas pelo comitê técnico são enviadas aos membros para aprovação, antes de sua aceitação como “International Standards” pelo conselho da ISO. A Norma ISO 2372 foi minutada pelo comitê técnico ISO/TC 108, vibração mecânica e choque, e aprovada pelos membros de 15 países em junho de 1971. Nestas comissões, questionamentos têm sido feitos, como quais os limites de vibração devem ser considerados convenientes para determinado tipo de equipamento, ou seja, quais as exigências tecnicamente necessárias, mas também viáveis do ponto de vista operacional e financeiro.

Estes questionamentos e outras considerações importantes como o campo de aplicação, instrumentos de medição, forma de fixação do equipamento a ser testado em sua base, ponto de medição, considerações operacionais durante o teste e escalas de avaliação, são abordados de forma padronizada por diversas comissões que, em essência, apresentam recomendações semelhantes, mudando apenas a forma de

abordagem e sua terminologia. Por exemplo, a VDI 2056 chama de grupos K, M, G, T, D, S o que a ISO 2372 chama de classes I, II, III, IV, V, VI respectivamente, mantendo, porém, praticamente as mesmas classificações de equipamentos e as mesmas faixas de severidade de vibração.

De forma análoga, a BS 7854 é um documento básico que estabelece orientações gerais para medições e avaliações de vibração em máquinas. Esta Norma estabelece dois critérios de avaliação da severidade de vibração:

- ?? O primeiro critério considera a magnitude da vibração observada, enquadrando em faixas de forma idêntica as Normas ISO 2372 e VDI 2056.
- ?? O segundo critério é especificado com base na mudança da magnitude na faixa de vibração, mantendo-se constantes as condições de operação da máquina.

Uma mudança significativa na magnitude da vibração pode exigir alguma ação corretiva, mesmo se, por exemplo, a Zona C do critério I, (zona insatisfatória / ainda aceitável) ainda não tiver sido atingida, de forma a prevenir uma possível falha no equipamento.

A BS 7854 recomenda que limites operacionais sejam criados. Estes limites seriam o alarme e o “Trip”:

- ?? O alarme fornece um aviso que um determinado valor de vibração foi alcançado, ou que uma mudança significativa na vibração ocorreu. Em geral, se uma situação de alarme ocorre, a máquina pode continuar operando por um período, enquanto se investiga as razões da mudança da vibração e uma ação corretiva possa ser tomada. Este limite é estabelecido especificando-se a “Baseline”, ou linha de referência, e estipulando um fator fixo para representar uma modificação do estado de funcionamento. Onde não estiver estabelecido o valor da linha de referência, por exemplo, em uma máquina nova, o valor do Alarme deve ser baseado na experiência com outras máquinas similares, ou acordado um valor aceitável com o fabricante do equipamento. Após um período de funcionamento em condições normais, o valor da linha de referência é estabelecido através de observação, e o alarme ajustado de forma conveniente.
- ?? O “Trip” especifica uma medida de vibração além da qual a operação do equipamento pode causar estragos. Se o valor do “Trip” for alcançado, a máquina deve ser imediatamente colocada fora de funcionamento ou ações corretivas devem ser tomadas, de forma a reduzir a vibração. Em geral, o valor do “Trip” está situado

na zona C ou D, (ainda aceitável/não permitido, respectivamente).

A prática tem mostrado que, para frequências de rotação do eixo de até 1000Hz, um aumento de 2,5 vezes (8dB) deve ser considerado uma alteração significativa, o que deve acarretar uma investigação das causas de tal alteração. Por outro lado, um aumento de 10 vezes (20dB) a partir da condição de referência significa a necessidade de reparo imediato, como sugerido pela Norma ISO 2372.

As grandes multinacionais que fornecem equipamentos para o meio naval, como turbinas a gás, turbinas a vapor, compressores centrífugos e diesel-geradores, bem como algumas Marinhas do mundo, entre elas a Marinha do Brasil, além das Normas citadas, utilizam com muita frequência a “MILITARY STANDARD”, MIL-STD 167-1[30] (ships) – “Mechanical Vibration of Shipboard Equipment”, última revisão de 9 de agosto de 2002. A MIL-STD é dividida em capítulos, a saber:

Tipo I – Vibração Ambiental;

Tipo II – Vibração auto-excitada;

Tipo III – Vibração de máquinas alternativas;

Tipo IV – Sistemas de propulsão;

Tipo V – Eixos propulsores de navios.

A avaliação de uma máquina no contexto das normas leva em consideração o efeito das seguintes considerações gerais: as características da máquina; o esforço feito pela vibração na máquina, por exemplo, nos mancais, nos acoplamentos e nas bases de fixação; a necessidade de manter o funcionamento da máquina livre de problemas que poderiam expô-la ao mau funcionamento ou a degradação dos componentes como, por exemplo, excessiva deflexão do rotor; as características dos instrumentos de medição; o esforço físico e mental no homem; o efeito da vibração da máquina no meio ambiente, como em instrumentos adjacentes e máquinas.

As Normas Técnicas estão preocupadas somente com a severidade da vibração mecânica de máquinas individuais, e não com a energia radiada individualmente das partes vibrantes. As únicas vibrações consideradas são aquelas que ocorrem em superfície de máquinas, como em mancais, na faixa de frequência de rotação do eixo de 10 Hz a 1000 Hz.

As vibrações medidas na superfície podem fornecer somente uma indicação do estado da vibração ou de movimentos internos da máquina. Elas não dão

necessariamente evidências do movimento das partes críticas, nem garantem que uma vibração local excessiva possa não ocorrer na máquina. De acordo com NORTON [1], a vibração medida na estrutura de um mancal de rolamento tem quatro fontes principais: os elementos girantes do mancal, a ressonância destes elementos e da estrutura, emissões acústicas e outras vibrações. Em particular, a vibração torcional de partes rotativas não pode ser corretamente indicada por vibrações medidas na superfície do equipamento. Embora, em vários casos, estes fatores possam ser tratados teoricamente, especificações técnicas levando em conta estes termos não são usualmente consideradas.

De uma maneira geral, é vantajoso e pode ser decisivo para a utilização de um teste, que um único valor seja usado para definir o estado de vibração da máquina durante o teste. Para aplicações industriais, entretanto, é preferível que seja escolhida uma unidade de medida que possa ser usada como uma estimativa do valor e possa ser mostrada em escala simples. As unidades de medida e as escalas escolhidas devem garantir uma estimativa apropriada para a maioria dos casos que ocorrem na prática e a avaliação não deve contradizer a experiência já obtida.

Nas Normas, o termo severidade de vibração, definido como uma unidade característica compreensível e simples para descrever o estado de vibração de uma máquina, é usado como base de classificação. No campo das considerações teóricas e de experiências práticas, o valor da raiz quadrada da média temporal do quadrado do módulo da velocidade de vibração, conhecido também como “root mean square value”, ou simplesmente valor RMS, tem sido escolhido como unidade de medida para indicar a severidade da vibração. Nos casos críticos e dentro de condições especiais, a avaliação do comportamento de uma máquina baseada na severidade de vibração não deve ser usada em detrimento de parâmetros significativos, medidos mais precisamente. Em geral, o uso da severidade de vibração como critério fornece uma avaliação relativamente confiável necessitando somente de medições simples.

2.2 Definições dos termos adotados

A velocidade de vibração tem sido selecionada como um parâmetro importante para caracterizar a severidade de vibração de uma máquina. O valor da velocidade RMS é usado para medir a severidade de vibração e o nível máximo medido ou calculado é definido em uma posição selecionada e dentro de condições operacionais e ambientais pré-ajustadas. Esta pode ser medida e mostrada diretamente por instrumentos eletrônicos apropriados.

A partir da velocidade de vibração medida, o valor RMS da velocidade pode ser calculado por:

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2 dt} \quad (2.1)$$

Onde: T é o período (tempo que vibração leva para realizar uma oscilação completa), v é a velocidade de vibração, t é o tempo.

Aceleração, velocidade, ou deslocamento (a_j , v_j e s_j , respectivamente, onde j representa o termo da série) podem ser determinados como funções da velocidade angular ($\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$), assumindo movimento harmônico. Desta forma, as velocidades RMS características associadas ao movimento são dadas por :

$$\begin{aligned} V_{rms} &= \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{a_1^2}{\omega_1^2} + \frac{a_2^2}{\omega_2^2} + \dots + \frac{a_n^2}{\omega_n^2} \right)} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} \left(s_1^2 \omega_1^2 + s_2^2 \omega_2^2 + \dots + s_n^2 \omega_n^2 \right)} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} \left(v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2 \right)} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Em casos onde a vibração consiste em somente 2 frequências significativas dando batimentos de valores RMS V_{min} e V_{max} , o valor RMS pode ser determinado de forma aproximada da relação a seguir:

$$V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2} (v_{max}^2 + v_{min}^2)} \quad (2.3)$$

Existe pelo menos um local na máquina onde é importante saber se existe vibração significativa. Um local importante é a base da máquina onde existe o seu ponto de fixação com a fundação, ou os mancais de sustentação.

Componentes verticais e horizontais da vibração nestas localizações podem dar uma medida direta de uma condição dinâmica indesejável na máquina, como por exemplo, um grande desbalanceamento.

2.3 Orientação para avaliação da severidade de vibração

A vibração medida em máquinas deve ser indicada e gravada por meio de instrumentos mecânicos e eletrônicos, os quais seguem, sempre que possível, a regulamentação das Normas existentes. Padrões aplicados como regras ou orientações para tomada de medições e redução das informações gravadas devem ser levados em consideração.

Antes de se fazer uma medição, cuidados devem ser tomados para garantir que os instrumentos de medição operem corretamente dentro da faixa de frequência e velocidade em questão, e também, dentro de condições ambientais pré-estabelecidas, como temperatura, campos magnéticos e acabamento superficial, dentre outros. A resposta e a resolução dos instrumentos dentro da faixa de medição devem ser conhecidas.

É aconselhável o uso de instrumentos cujas propriedades tenham sido verificadas por uma autoridade de calibração reconhecida. Recomenda-se, ainda, que os instrumentos de medição sejam calibrados antes do uso, quando houver dúvida da validade de sua calibração. Esta observação, apesar de óbvia, nem sempre é levada em

consideração e por vezes resultados absurdos são encontrados, fazendo com que se perca tempo na tentativa de encontrar um erro.

2.3.1 Tipos de bases utilizadas durante os testes de máquinas

A base da máquina pode afetar significativamente o seu nível de vibração medido. A base a ser usada em avaliações de máquinas especiais deve ser especificada com documentação relevante, de acordo com a sua faixa de classificação.

A experiência tem mostrado que níveis de vibração comparáveis de máquinas em teste são mais facilmente alcançados quando estas máquinas são testadas com montagem leve, Figura 2.1[27]. Segundo a Norma ISO 2372 para que a máquina seja considerada de montagem leve deve ser suportada por um sistema resiliente de forma que a menor frequência natural da máquina na sua montagem para teste seja menor que $\frac{1}{4}$ da menor frequência de excitação. Além do mais, a massa do sistema resiliente não deve exceder $\frac{1}{10}$ da massa da máquina a ser testada.

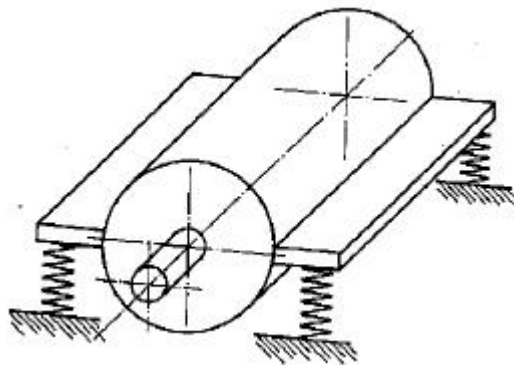


Figura 2.1 – Arranjo esquemático do teste de uma máquina com montagem leve [27].

Os níveis de vibração de uma máquina projetada para ser fixada a uma placa de base rígida podem somente ser alcançados quando a máquina é testada nesta placa de base.

Duas categorias de placas de base podem ser usadas [27]:

- a) Placas de bases mais leves do que a máquina e nas quais se deseja somente fixar a máquina. Neste caso, a massa da base deve ser menor que $\frac{1}{4}$ da massa da máquina.
- b) Placas de bases mais pesadas que a máquina, como um piso rígido, e nas quais é desejável fixar os pés da máquina. Neste caso, a massa da base deve ser pelo menos duas vezes maior do que a massa da máquina.

Em ambos os casos, não deve ocorrer nenhuma ressonância da base na faixa de frequência de operação da máquina. A base, com a máquina rigidamente fixada, deve ser montada, de forma que todas as frequências naturais do sistema máquina – base sejam menores que $\frac{1}{4}$ da menor frequência de excitação da máquina.

Quando a máquina a ser testada é do tipo e tamanho que não permitem a montagem flexível, ela é geralmente montada em uma base estrutural. Deve ser notado, entretanto, que nestes casos uma comparação dos níveis da severidade da vibração válida para máquinas do mesmo tipo, somente pode ser feita se as fundações, incluindo solos, tiverem as mesmas características dinâmicas. Se esta condição não é encontrada, o nível da severidade da vibração deve ser definido para cada caso particular, como por exemplo, no caso de máquinas muito grandes, que somente podem ser testadas no local

2.3.2 Pontos de medição

Os pontos de medição devem ser escolhidos, preferencialmente, onde a energia de vibração é transferida para montagens resilientes ou para outras partes do sistema. Para equipamentos que possuam massas rotativas, os mancais são pontos de medição preferenciais.

Em casos particulares, pode ser aconselhável escolher outros pontos de medição, e estes devem ser tomados nas direções de três eixos perpendiculares, de acordo com as Figuras 2.2 e 2.3 [27]. A Norma BS 7854 [29] indica posições típicas de medição, conforme mostrado nas figuras a seguir.

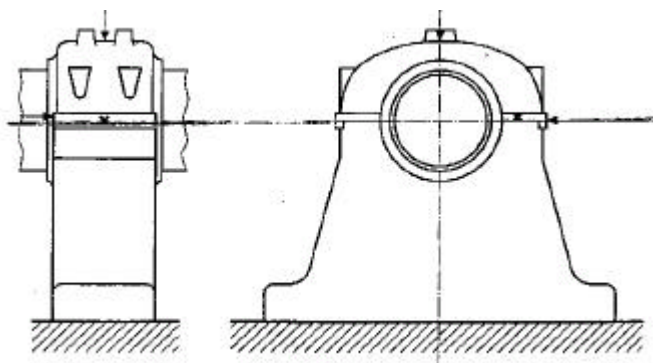


Figura 2.2 – Pontos de medição para mancais [27].

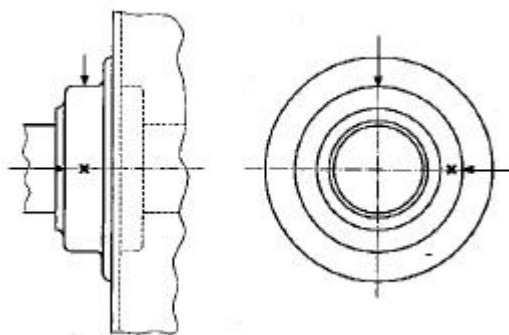


Figura 2.3 – Pontos de medição no alojamento do mancal [27].

2.3.3 Condições operacionais durante o teste

As condições operacionais como temperatura, carga, velocidade, devem ser especificadas antes do teste, e as condições reais do teste devem ser anotadas. Para máquinas de velocidade variável, a medição deve ser feita a várias velocidades, com o objetivo de localizar as frequências de ressonância que ocorrem, e avaliar seus efeitos na vibração medida.

2.4 Escala para avaliação da intensidade de vibração

Baseado na experiência, vibrações com a mesma velocidade RMS em qualquer lugar na banda de frequência de 10Hz a 1000Hz, são geralmente consideradas como sendo de igual severidade [27].

A faixa de classificação da avaliação deve ter a relação de 1: 1,6, com variação de 4 dB entre os níveis de severidade [27]. Para uma diferença de faixa de 4 dB, a velocidade cresce ou decresce, o que representa uma mudança significativa na resposta de vibração para a maioria das máquinas.

Isto permite a construção de uma escala geral semelhante à da Tabela 2.1, que é independente e não restrita a um grupo de máquinas específicas. Disto se apreende que o termo severidade de vibração pode ser usado independentemente do julgamento de fatores individuais. De fato, ele pode ser usado para construir qualquer classificação de avaliação desejada.

Possíveis diferenças em relação à avaliação por usuários e fabricantes podem geralmente ser evitadas se, antecipadamente, for acordada qualidade da medição desejada.

Tabela 2.1 – faixas de severidade de vibração [27]

Faixa de classificação	Faixa de velocidade (RMS)			
	mm/s		Pol/s	
	Superior a	Até	Superior a	Até
0,11	0,071	0,112	0,0028	0,0044
0,18	0,112	0,18	0,0044	0,0071
0,28	0,18	0,28	0,0071	0,0110
0,45	0,28	0,45	0,0110	0,0177
0,71	0,45	0,71	0,0177	0,0280
1,12	0,71	1,12	0,0280	0,0441
1,8	1,12	1,8	0,0441	0,0709
2,8	1,8	2,8	0,0709	0,1102
4,5	2,8	4,5	0,1102	0,1772
7,1	4,5	7,1	0,1772	0,2795
11,2	7,1	11,2	0,2795	0,4409
18	11,2	18	0,4409	0,7087
28	18	28	0,7087	1,1024
45	28	45	1,1024	1,7716
71	45	71	1,7716	2,7953

2.5 Critérios para avaliação de tipos específicos de máquinas

O valor da severidade das vibrações associado com uma faixa particular de classificação depende do tipo e da massa do corpo vibrante, das características do sistema, da resposta e do uso da máquina. Entretanto, é necessário levar em conta os vários objetivos e circunstâncias relacionadas quando se especificam faixas diferentes da Tabela 2.1 para diferentes tipos de máquinas. Por exemplo, a faixa de severidade correspondente a “não permissível” ou “aceitável” pode ser diferente de acordo com o equipamento a ser avaliado.

Com o objetivo de mostrar qual o método recomendável de classificação que pode ser aplicado, alguns exemplos de classes específicas de máquinas são mostrados a seguir. Deve ser enfatizado, entretanto, que eles são simplesmente exemplos e outras classificações são possíveis (ver Tabela 2.2 - Critérios de vibração para grupos específicos de máquinas). Para máquinas especiais, recomendações para aceitação dos níveis de severidade das vibrações devem ser preparadas.

De acordo com a Norma ISO 2372, as seguintes classes de equipamentos são apropriadas para a maioria das aplicações:

CLASSE I: Máquinas pequenas: Partes individuais de máquinas e motores, integralmente conectados com toda a máquina em sua condição de operação normal, motores elétricos até 15 kW são exemplos típicos de máquinas desta categoria.

CLASSE II: Máquina de médio porte, tipicamente motores elétricos de 15 kW a 75 kW, sem fundação especial, motores rigidamente montados ou máquinas até 300 kW em fundação especial.

CLASSE III: Grandes acionadores principais e outras máquinas grandes, com massas rotativas montadas em fundações rígidas e pesadas que são relativamente rígidos na direção de medida da vibração.

CLASSE IV: Turbomáquinas: Grandes acionadores principais e outras máquinas grandes com massa rotativa montada em fundação que são relativamente suaves na direção da medição da vibração (por exemplo turbo geradores, especialmente aqueles com subestrutura leve).

CLASSE V: Máquinas e sistemas mecânicos acionados com esforço de inércia

desbalanceado, realizados por partes alternativas, montados em fundações que são relativamente rígidas na direção da medida da vibração.

CLASSE VI: Máquinas e sistemas mecânicos acionadores com esforço de inércia desbalanceado realizado por partes alternativas, montados em fundações que são relativamente flexíveis na direção da medição da vibração, máquinas com massas rotativas acopladas com folgas, como eixo batedor em máquinas trituradoras, máquinas centrífugas com capacidade variável de desbalanceamento operando como unidades únicas sem componentes conectados, telas vibratórias, máquinas de teste dinâmico de fadiga, excitadores de vibração usados em plantas de processamento.

As primeiras quatro classes foram selecionadas porque existe um campo substancial de experiências nas quais se baseia sua avaliação.

A Tabela 2.2 apresenta uma ordem sugerida de faixas de qualidade de A até D. A Norma ISO 2372 indica que um aumento da ordem de 2,5 vezes (8 dB) no nível de vibração é uma alteração significativa no estado de funcionamento da máquina. Esse aumento corresponde à largura de uma faixa de qualidade. Por outro lado, é grave um aumento de 10 vezes (20 dB), pois a severidade da vibração da máquina pode passar para a classificação “não permissível”, faixa de qualidade D.

Tem sido prática comum separar entre níveis de vibração medidos na direção horizontal e vertical em máquinas da Classe III. Em muitos casos, a tolerância para vibração na horizontal é o dobro da utilizada para vibrações na direção vertical. Máquinas com fundações relativamente leves são tratadas em categoria separada. Entretanto, o julgamento menos preciso para vibrações horizontais, mencionado nas classes III e IV, não parece ser justificado hoje em dia.

Máquinas nas Classes V e VI, especialmente motores alternativos, variam largamente em construção e em forças de inércia, conseqüentemente variam consideravelmente em suas vibrações características. Por esta razão, é difícil classificá-las do mesmo modo que as máquinas das quatro primeiras classes.

Máquinas com montagem resiliente da Classe VI permitem tolerâncias maiores. As forças transmitidas pela montagem para o meio exterior são pequenas. Dentro destas circunstâncias, os níveis de vibração medidos do lado da máquina do sistema montado são maiores do que aqueles medidos quando a máquina é presa em um suporte rígido

relativamente grande. Velocidades RMS de 50 mm/s ou maiores podem ser medidas em motores com alta velocidade de rotação. Partes acopladas podem ainda ter velocidades de vibração maiores porque são freqüentemente sujeitas a efeitos de vibrações. Quando passar através de uma ressonância, velocidades RMS da ordem de 500 mm/s podem ocorrer por curto intervalo de tempo.

Neste caso, outros fatores além dos associados a motores elétricos são decisivos na avaliação do desempenho da máquina. Em geral, a vibração não deve causar avarias tais como afrouxar peças, porcas e parafusos, ou causar quebra em partes elétricas ou em uniões de sistemas hidráulicos ou pneumáticos.

Tabela 2.2: Faixas da severidade de vibração e exemplos de suas aplicações para máquinas pequenas (Classe I), máquinas do tipo médio (Classe II) e turbo máquinas (Classe IV) [27].

Velocidade de Vibração	Classe I	Classe II	Classe III	Classe IV
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1	D	D	D	D
11,2				
18				
28				
45				

2.6 Avaliação das faixas

Uma outra classificação encontrada nas Normas Técnicas [27] diz respeito às zonas características de qualidade de vibração. Em geral, existem quatro Zonas, a saber:

Zona A – O nível de vibração de *máquinas novas* deve normalmente estar contemplado nesta faixa.

Zona B - Máquinas com vibração nesta zona são geralmente consideradas *aceitável* para operação sem restrição.

Zona C - Máquinas com vibração nesta zona são normalmente consideradas *insatisfatória* para a operação contínua. Geralmente, a máquina pode funcionar por um período de tempo aguardando oportunidade de reparo. Esta faixa pode ser chamada de “*ainda aceitável*”.

Zona D – Os valores de vibração nesta zona são considerados, normalmente, com severidade suficiente para causar avarias nas máquinas. Esta faixa pode ser chamada de “*não permissível*”.

2.7 Comentários sobre a monitoração da vibração em máquinas

A monitoração de vibração em máquinas pode ser baseada em verificações periódicas da sua condição de operação. Alternativamente, também pode ser baseada no número de horas de funcionamento ou mesmo, por suspeitas do operador de que o equipamento está operando de forma irregular. A monitoração permanente de vibração é empregada em máquinas específicas e não duplicadas, possuindo custos elevados, cuja continuidade de operação é fundamental para o processo de produção. Neste caso, as falhas são detectadas imediatamente e um alerta ou sinal de alarme é disparado na sala de controle, de tal forma que medidas corretivas apropriadas possam ser tomadas antes que avarias ocorram.

Esses sistemas, em conjunto com outros critérios de monitoração de

equipamentos, como temperatura e pressão, são largamente empregados na indústria de geração de energia, petroquímica e usinas nucleares, em turbinas, bombas de alimentação de caldeira (turbobombas), compressores de gás e outros equipamentos fundamentais. A monitoração de máquinas tem por objetivo principal alertar sobre uma alteração repentina na condição de funcionamento da máquina monitorada.

As Normas Técnicas aplicáveis ao controle da vibração de rotores têm atualmente um papel muito importante, pois fornecem parâmetros que podem ser utilizados como referência. Porém, a prática mostra que as Normas Técnicas devem ser usadas na ausência de recomendações específicas do fabricante do equipamento. O técnico ou profissional de campo que utiliza as Normas Técnicas deve ter critério para a análise dos resultados obtidos. Isto pode ser complicado pois vai depender da experiência profissional do usuário e do conhecimento da performance do equipamento que está sendo testado, a fim de fornecer uma análise confiável do real estado de funcionamento do equipamento, de qualquer modo as Normas Técnicas são internacionalmente aceitas e utilizadas como parâmetros aceitáveis de referência.

Neste Capítulo, é apresentado o aparato experimental utilizado para a simulação de defeitos em sistemas rotativos. Apresenta-se como foram simulados os defeitos mais comuns existentes em máquinas rotativas, caracterizados por 4 Situações: Situação 1, de máquina nova, Situação 2, de máquina nova desbalanceada, Situação 3, de máquina com vida média e Situação 4, de máquina precisando de reparo imediato. São utilizadas duas velocidades de rotação do eixo, para o estudo das 4 Situações, a primeira a 1680 rotações por minuto e a segunda a 2700 rotações por minuto. Na “Identificação dos parâmetros”, levantam-se os principais parâmetros que auxiliam na análise dos resultados experimentais. Na análise dos resultados são caracterizados e identificados os fenômenos estudados e, por fim, é apresentada a evolução e a detecção da vibração causada pelo rolamento, classificando em quatro estágios em função da vida útil do rolamento.

3.1 Aparato Experimental:

Com o objetivo de investigar o efeito da folga radial interna no mancal de rolamento e da força desbalanceada na resposta dinâmica de um rotor horizontal, desenvolve-se um aparato experimental, e são criadas quatro situações para caracterizar os principais defeitos que ocorrem em turbomáquinas. Para tal, inicialmente, são tomadas medidas de vibração com rotor balanceado e mancais de rolamentos novos, que corresponde à *Situação 1, de máquina nova*. Posteriormente, provoca-se um desbalanceamento no rotor para obter a *Situação 2, de máquina nova desbalanceada*. Com o objetivo de simular o desgaste característico do uso, aumenta-se a folga interna do rolamento, primeiramente em três milésimos da polegada, aproximadamente um décimo de milímetro (0,076 mm), que representa a *Situação 3, de máquina com vida média*. Depois disso, aumenta-se à folga para doze milésimos da polegada, ou três décimos de milímetro (0,3 mm), que corresponde à *Situação 4, de máquina precisando de reparo imediato*.

A primeira velocidade crítica não é ultrapassada de modo que a análise simula um rotor rígido. A montagem é feita para um rotor horizontal, suportado por dois mancais de rolamento de esfera do tipo NSK 608 Z, montados nas pontas do eixo, sendo

considerados rígidos nas direções vertical e horizontal. O rotor é acoplado a um motor elétrico trifásico, 220V, marca WEG, com acoplamento flexível e tem sua velocidade controlada por um regulador de velocidade.

Após a medição do sistema rotor-mancal para velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM, que corresponde à frequência de rotação de 28 Hz, que é escolhida por não sofrer influencia da frequência de ressonância, (na literatura encontra-se também, frequência de excitação, ou de operação, ou síncrona, ou fundamental, ou 1x a rotação [31]), nas quatro situações, passa-se à medição para as mesmas situações utilizando-se a velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, simulando assim, o funcionamento do equipamento próximo a sua condição de ressonância.

Este rotor foi originalmente desenvolvido em referência ao trabalho de final de curso de Engenharia Mecânica e foi também utilizado na tese de mestrado do Miguel Michalski e Marcus Vinicius Diniz Abrantes, estando disponível no Laboratório de Acústica e Vibração (LAVI) da COPPE / UFRJ. A Figura 3.1 mostra como foi feita a montagem do conjunto em bancada de teste.

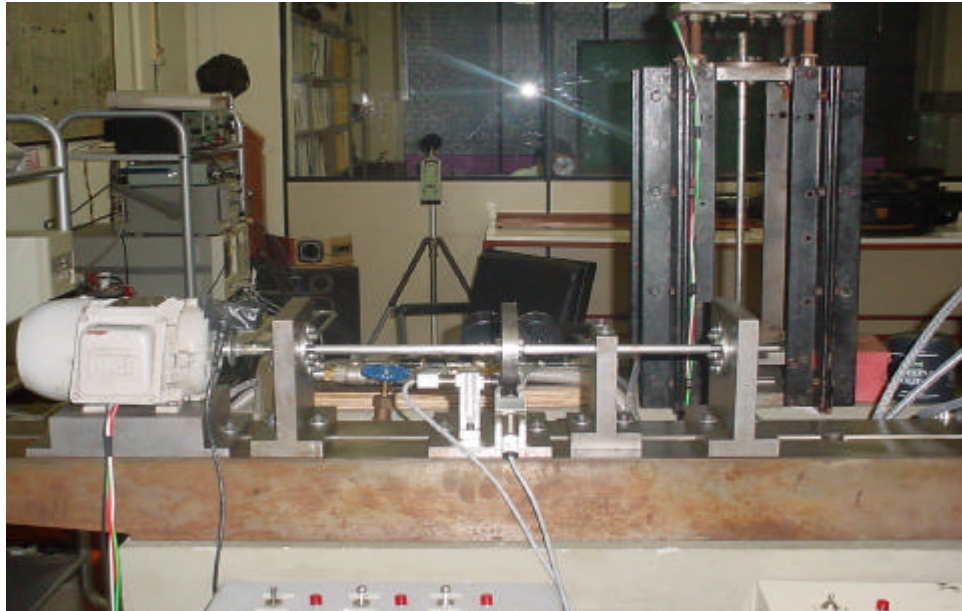


Figura 3.1 – Bancada de teste de rotores

A instrumentação do aparato experimental é feita utilizando-se dois sensores de deslocamento, modelo BAW 018-PF-1K-03 BALLUFF, apropriados para medições de movimento de rotores. Os sensores são colocados no disco do rotor a 45°. Além disso, colocam-se dois acelerômetros SN 353M197 ICP no mancal de rolamento, sendo um na posição vertical e outro na horizontal. Com isso, monitoram-se as vibrações no mancal de rolamento conforme mostrado na Figura 3.2. A designação ICP é uma marca registrada da PCB Piezotronics, Inc, e é a abreviação para “Integrated Circuit Preamplifier”. As cartas de calibração dos sensores estão disponíveis no LAVI.

Para análise dos sinais utiliza-se o analisador de sinal Hewlett Packard – modelo 35665A (“Dinamic Signal Analizer”), e o osciloscópio Hewlett Packard – modelo 54603B. Utiliza-se também o analisador LARSON-DAVIS, modelo RTA 2900, para obter as vibrações em aceleração (m/s^2), e possibilitar a aplicação das normas técnicas.

Vale ressaltar que o deslocamento do rotor é limitado para não danificar os sensores de deslocamento, através da instalação de uma luneta com bucha de náilon, após o disco do rotor, Figura 3.2.

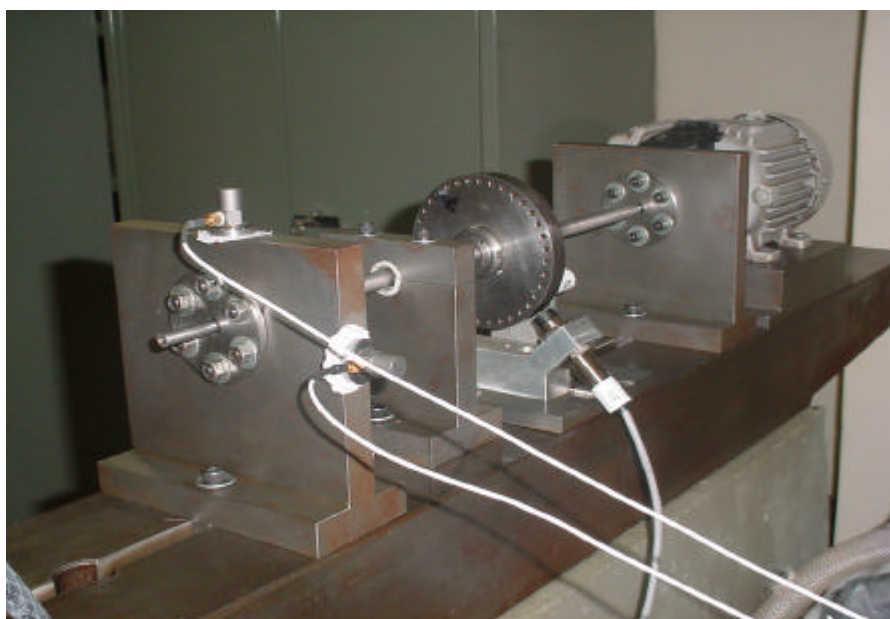


Figura 3.2 – Posicionamento dos sensores

Quando o sensor de proximidade está em contato físico com a superfície observada, a saída do transdutor está em um nível mínimo de voltagem. Quando a distância entre o sensor e o material alvo aumenta, a voltagem de saída aumenta de modo proporcional. Um procedimento de calibração típico requer a tabulação da voltagem de saída versus a distância física entre o sensor e o alvo [5].

No experimento, os sensores de proximidade foram calibrados para a saída de 4,5Volts, faixa de resposta linear do sensor. Segundo Vance [6], os sensores de proximidade geralmente medem o deslocamento do centro geométrico de uma superfície circular das quais eles são aproximados.

O rotor utilizado no experimento, Figura 3.3, é balanceado inicialmente na bancada de teste do LAVI, sendo posteriormente refinado em máquina eletrônica de balanceamento SCHENK, tipo 105 na Oficina de Máquinas do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, colocando-se um peso de 2,10 gramas a 157 graus do ponto zero. Com esta configuração chegou-se ao desbalanceamento residual de 380 miligramas a 101 graus que é considerado bom para o rotor em questão.

Após a tomada de medidas com o rotor balanceado, *Situação 1*, em bancada de teste do LAVI, simula-se a situação de rotor desbalanceado, *Situação 2*. Para tanto se coloca uma massa de desbalanceamento de 5,63 g, a uma distância de desbalanceamento de 48 mm. Esta massa corresponde a um parafuso Allen e a uma porca de latão previamente pesados em balança de precisão.

Este tipo de desbalanceamento é conhecido como estático, pois o sistema tende a uma configuração de equilíbrio, com o lado mais pesado do disco para baixo, sendo possível ser detectado estaticamente.

Neste caso, uma eventual correção pode ser feita pela determinação da massa M em um raio r , que deve ser presa do lado oposto ao lado que está mais pesado, reposicionando o centro de massa para o centro de rotação (geométrico), trazendo o sistema para o balanceamento estático. Nesta situação o disco repousa em qualquer posição angular e não tem mais uma posição de preferência.

A Figura 3.3 mostra a representação esquemática do rotor com suas características físicas e geométricas.

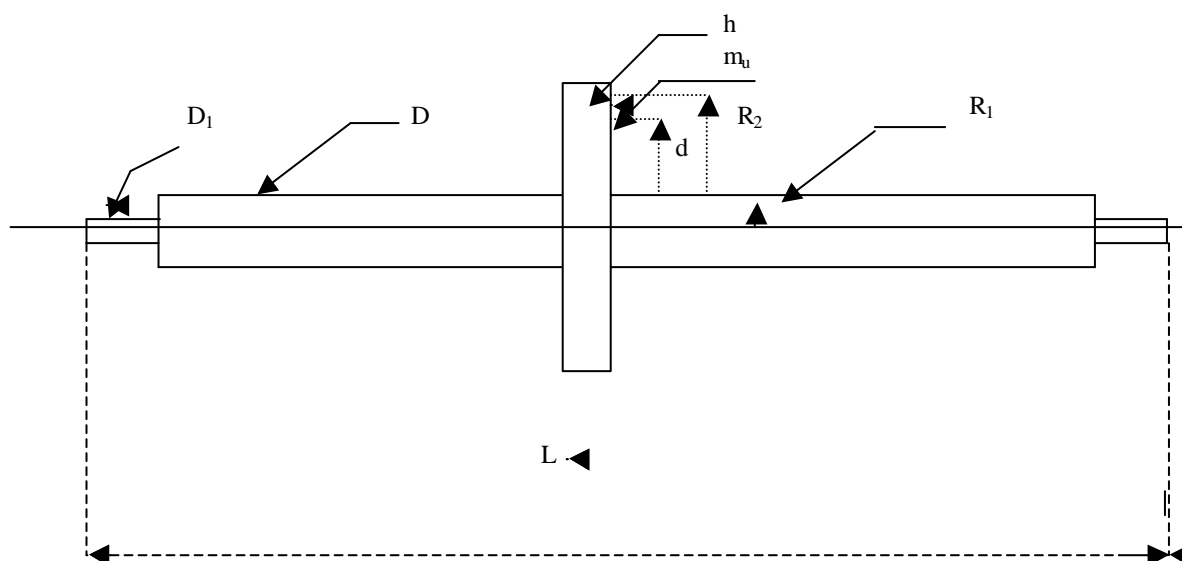


Figura 3.3 - Representação esquemática do rotor

Na Figura 3.3 têm-se os seguintes parâmetros: Raio interno ($R_1 = 6 \text{ mm}$), raio externo ($R_2 = 55 \text{ mm}$), espessura ($h = 15 \text{ mm}$), comprimento ($L = 54 \text{ mm}$), diâmetro maior do eixo ($D = 12 \text{ mm}$), Diâmetro menor do eixo ($D_1 = 8 \text{ mm}$). Além disso, têm-se as seguintes propriedades físicas associadas: massa de desbalanceamento ($m_u = 5,63 \text{ g}$), distância de desbalanceamento ($d = 48 \text{ mm}$), massa específica ($\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3$) e Modulo de Young ($E = 200 \text{ GPa}$).

Os mancais de rolamento apresentam alta rigidez combinada com baixo amortecimento do sistema [31] e folgas internas pequenas. A folga interna de um rolamento é definida como a distância total que um anel pode ser movido em relação ao outro na direção radial. Para o NSK 608 Z, as folgas variam de 0 a $7 \text{ } \mu\text{m}$ [32].

Em geral, a folga interna inicial, antes da montagem, é maior do que a folga de trabalho. Isto ocorre pois os anéis são expandidos ou comprimidos por ajustes com interferência e também porque há diferenças no posicionamento dos anéis do rolamento, devido a dilatações térmicas dos componentes associados.

No aparato experimental, o rolamento, quando novo e montado no mandril com a folga de montagem, apresenta a folga interna de um milésimo da polegada.

Em mancais hidrodinâmicos a excitação primária ocorre na frequência de rotação do eixo, por outro lado, nos mancais de rolamento, a vibração de rotação do eixo é

acrescida pela vibração oriunda das partes do mancal [31]. A geometria do mancal também tem influência na dinâmica, o que inclui o número e o diâmetro das esferas, a distância entre duas esferas opostas e o ângulo de contato.

3.2 Simulação dos defeitos

Normalmente, após algum tempo de uso, a folga interna do rolamento começa a aumentar, devido ao próprio desgaste inerente à utilização do rolamento [31]. Desta forma, a vida útil do rolamento, que é calculada em função da rotação, do tipo de lubrificação utilizada e da carga aplicada, é utilizada para garantir o perfeito funcionamento do rolamento [32]. O desgaste entre os elementos rolantes é a causa mais comum de falha em pequenas turbomáquinas [6].

Por outro lado, autores como, MEVEL e GUYARDER [29] que estudaram as rotas para o caos em rolamentos de esferas e mais recentemente TIWARI, et al [26] que analisaram a resposta dinâmica de um rotor desbalanceado suportado por mancais, utilizaram-se do recurso de aumentar a folga interna do rolamento para avaliar o seu comportamento. De forma análoga, neste experimento aumenta-se a folga radial do rolamento inicialmente para um décimo do milímetro e posteriormente para três décimos do milímetro, visando analisar situações típicas relacionadas ao desgaste nos mancais.

3.2.1 Operação de desgaste

Para simular o desgaste nos rolamentos, retira-se a capa externa do rolamento NSK 608. Então, ele é lavado, inicialmente, com nafta e óleo diesel para a retirada do lubrificante interno. Posteriormente, prepara-se uma mistura de pó de diamante com óleo solúvel para formar uma pasta, que é introduzida no interior do rolamento, entre as pistas (interna e externa) e as bilhas (também chamadas de esferas) [33].

Um rotor, previamente usinado, é posicionado no interior do rolamento. A pista externa do rolamento é fixada ao torno com o auxílio de uma luneta, Figura 3.4. Desta forma, a pista externa permanece parada, Figura 3.5. Uma extremidade do rotor é presa na placa do torno horizontal e a velocidade do torno é aumentada progressivamente até alcançar a folga desejada. De tempos em tempos, a folga interna é verificada com a

utilização de um relógio comparador com a precisão de décimo de milésimo de polegada, Figura 3.6. A operação é efetuada até a folga de sete centésimos de milímetro (0,0769 mm), ser alcançada. Posteriormente, repete-se o processo em outro rolamento novo até a folga de três décimos de milímetro ser alcançada.

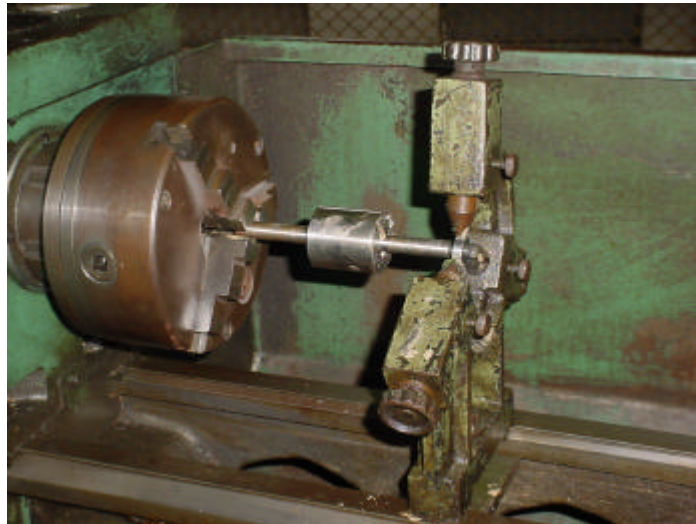


Figura 3.4 – Operação de desgaste do rolamento.



Figura 3.5 – Pista externa fixa, pista interna girando

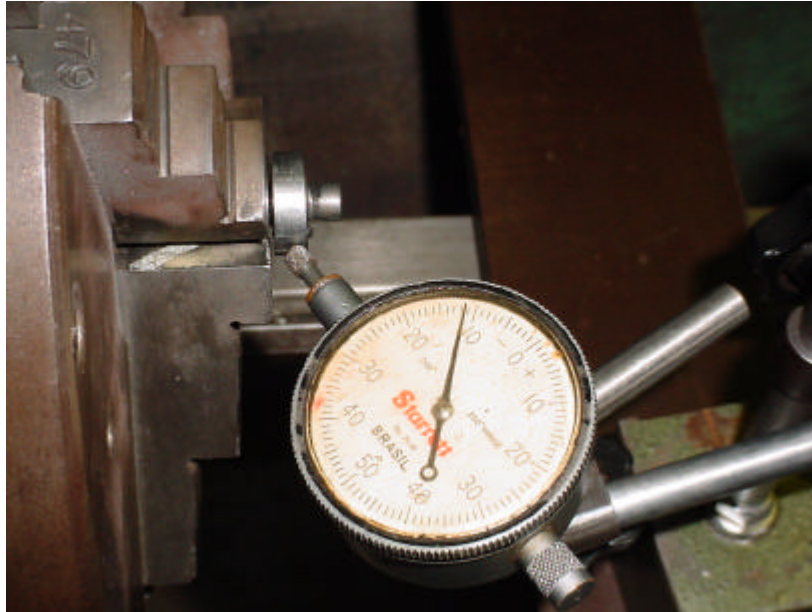


Figura 3.6 – Medida da folga interna

Após a operação de desgaste, os rolamentos são limpos com pincel, inicialmente, com solução de nafta e depois óleo diesel para a retirada da pasta de diamante do interior dos rolamentos. Então, são deixados imersos em óleo lubrificante por 12 horas, para decantar as impurezas e por fim são novamente lubrificados com graxa SKF para rolamentos. Neste ponto, estão prontos para a utilização em bancada de teste do LAVI. Este procedimento de limpeza é o comumente utilizado para pequenas peças que não requeiram cuidados especiais.

3.3 Identificação dos parâmetros

Alguns parâmetros importantes devem ser levantados para auxiliar a análise dos fenômenos desenvolvidos nas quatro situações verificadas. É de interesse conhecer quais as frequências naturais do sistema rotor mancal estão presentes na análise do domínio da frequência, bem como quais são as frequências características dos defeitos dos elementos do rolamento e, ainda, quais as frequências de ressonância das bilhas e da pista externa.

3.3.1 Freqüências naturais do sistema

Cada sistema rotor-mancal tem um número discreto de freqüências naturais de vibração. Associado a cada freqüência natural existe um modo de vibração, que pode ser entendido como a deflexão do rotor no instante de máxima tensão durante a vibração. Quando uma freqüência natural é excitada pelo desbalanceamento do rotor girando na velocidade de rotação do eixo, a velocidade de rotação do eixo que coincide com a freqüência natural é chamada de velocidade crítica. As freqüências naturais do sistema podem ser verificadas, com auxílio de instrumentação, provocando um impacto na estrutura e deixando-a vibrar livremente [34].

Para o sistema rotor-mancal, sem rotação, obtém-se a freqüência natural experimentalmente com o auxílio de um acelerômetro montado no disco do rotor, estando o conjunto rotor- mancal montado na posição de funcionamento. Nesta posição, o sistema é excitado através de leves batidas no disco, conforme Figura 3.7 e verificado o espectro da curva no analisador digital. A Figura 3.8 mostra a Transformada Rápida de Fourier (FFT- “Fast Fourier Transform”) do sinal obtido, observando-se um pico superior a 10 m/s^2 a 46 Hz. Outros picos de menor intensidade são observados a 300 Hz e a 700 Hz.

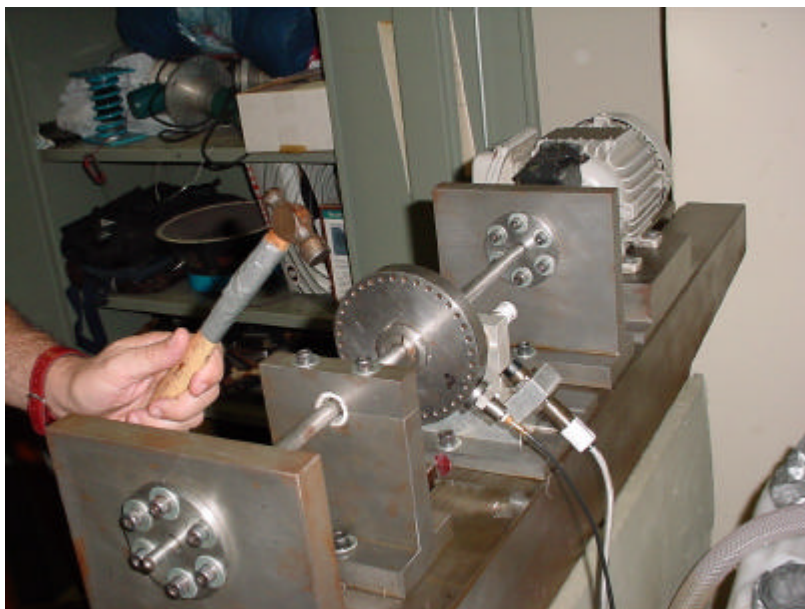


Figura 3.7 – Verificação da freqüência natural do sistema

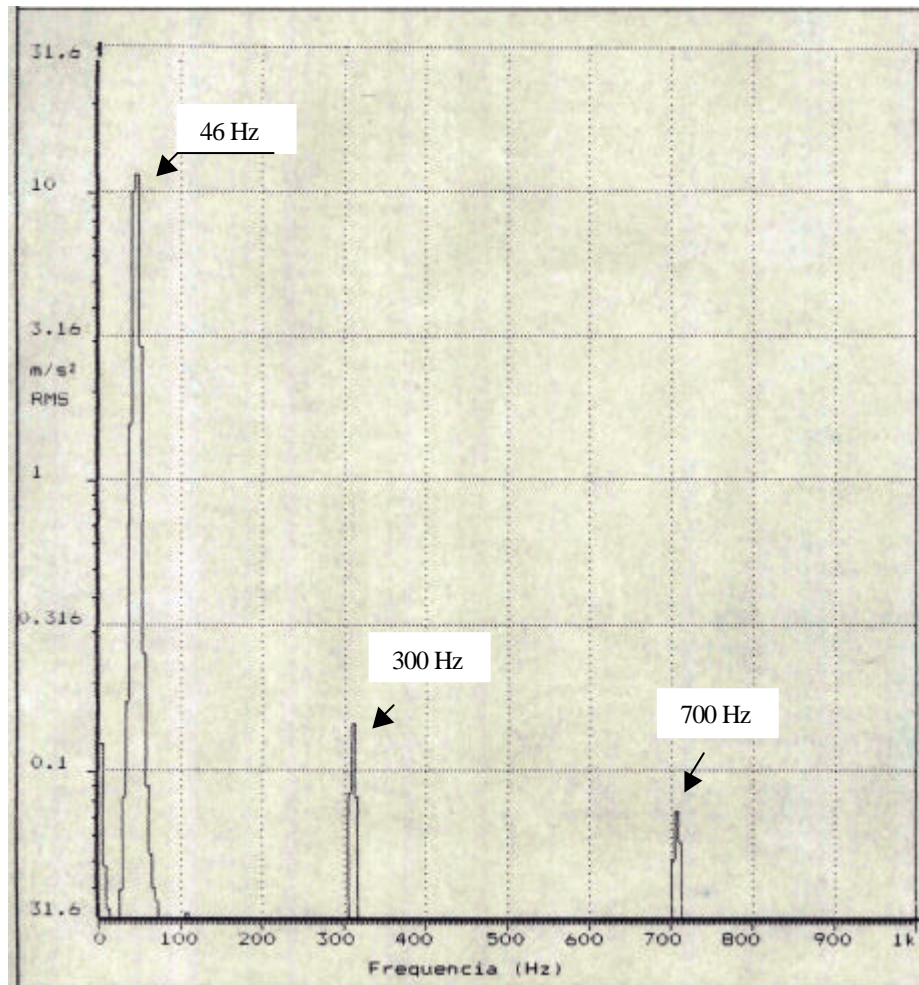


Figura 3.8 – Frequências naturais do sistema

3.3.2 Frequências características de defeitos em rolamento

De uma maneira geral, os defeitos nos rolamentos podem ser identificados através de suas características vibracionais. A Tabela 3.1 apresenta o resumo das frequências características calculadas para o aparato experimental. O desenvolvimento da formulação encontra-se no Apêndice A.

Tabela 3.1 - Frequências Características para a velocidade de rotação de 2700 RPM.

Frequências em Hz				
Pista externa	Pista interna	Bilhas	Gaiola	Ressonância das bilhas
120	194	90	17	833

3.4 Análise dos resultados

A análise dos resultados tem como objetivo identificar e caracterizar os fenômenos vibratórios desenvolvidos nas quatro situações criadas no aparato experimental, sendo utilizadas diferentes ferramentas de análise vibracional.

Nas *Situações 1, 2 e 3* de teste do rotor, observa-se que o sinal de vibração medido acima de 2,4 kHz é muito pequeno e, por esta razão, limita-se a observação do espectro para frequências de até 2,5 kHz. Na *Situação 4*, por haver sinais de vibração em altas frequências, para a rotação do eixo de 2700 RPM, o espectro de vibração foi observado até 5 kHz.

Apesar da análise da vibração utilizando como ferramenta a amplitude versus frequência ser, geralmente, adequada para identificar a maioria dos defeitos em máquinas, algumas vezes, informações adicionais são necessárias para o diagnóstico de um defeito particular, ou para o estudo do comportamento dinâmico de uma máquina dentro de condições específicas. Alguns problemas mecânicos podem ter frequências idênticas, ainda que tenham um comportamento dinâmico completamente diferente.

A análise da forma de onda do sinal no tempo tem a vantagem de mostrar a resposta instantânea, fornecida pelo osciloscópio. Este permite que a verdadeira amplitude do pico seja observada. Isto torna a análise da forma de onda do sinal no tempo uma ferramenta ideal para avaliar vibrações transientes, de vida curta [5].

Outra técnica é montar dois sensores de proximidade no mancal (no aparato experimental é montado no disco do rotor) com os eixos separados de 90° . O sinal de um dos sensores é aplicado na entrada vertical do osciloscópio, enquanto o sinal do outro sensor é aplicado na entrada horizontal. A resultante mostrada no visor do osciloscópio será uma representação do movimento do eixo dentro do mancal. Estas figuras são chamadas de “modelos de Lissajous”, e também são conhecidas como órbitas do rotor.

Para a análise das situações desenvolvidas são utilizadas as ferramentas descritas acima, caracterizando os fenômenos envolvidos em cada situação.

3.4.1 Situação 1 – Máquina Nova

Os resultados obtidos através da análise no domínio da frequência, da forma de onda do sinal da vibração no tempo e do gráfico de órbitas são característicos para a *Situação 1, de máquina nova* e identificam uma máquina rotativa balanceada e com mancais de rolamentos novos.

Inicialmente, é realizada uma análise no domínio da frequência para a velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM (28 Hz). Nesta rotação, nota-se que os níveis de vibração na direção horizontal são maiores, em média, 10 vezes que na direção vertical e como as informações contidas no sinal vibratório obtido na direção vertical em nada contribuem para a análise do fenômeno vibracional, são consideradas apenas as medidas tomadas na direção horizontal, para a frequência de rotação de 28 Hz.

Para a análise no domínio da frequência, na rotação do eixo de 1680 RPM, a Figura 3.9 apresenta a Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal obtido. Nela observam-se picos associados à frequência de rotação e ao primeiro harmônico associado, com amplitude de cerca de $0,031 \text{ m/s}^2$, próximos ao eixo das ordenadas. Existem picos acima de $0,01 \text{ m/s}^2$, a 480 Hz, 500 Hz, 600 Hz, e 890 Hz, aproximadamente, devidos a ressonâncias. O pico próximo a 890 Hz é devido à frequência de ressonância das bilhas (833 Hz), como indicado na Tabela 3.1. Acima de 1kHz, o sinal é característico de ruído, com baixa amplitude de vibração.

Como a frequência de rotação apresenta a maior amplitude, é interessante limitar o espectro de vibração analisado para frequências de até 200 Hz, como na Figura 3.10,

onde observam-se picos a 28 Hz, que corresponde à frequência de rotação, e a 56 Hz, que corresponde à frequência de duas vezes a frequência de rotação, também definida como harmônico associado à frequência de rotação [1]. Nota-se ainda, a menor frequência natural, a 46 Hz, de acordo os valores levantados na Tabela 3.1.

O sinal no domínio do tempo para a *Situação 1, de máquina nova*, é observado na Figura 3.11. A órbita, Figura 3.12, apresenta uma curva fechada, com a forma levemente elíptica, indicando o movimento descrito pelo disco, centrado e balanceado, do rotor.

Na análise no domínio da frequência, nota-se que vibrações de pequenas amplitudes estão presentes a 2 vezes a rotação do eixo, entretanto quando um desbalanceamento residual está presente, a presença de frequências harmônicas de pequenas amplitudes é comum e não indica necessariamente problemas, como parafusos frouxos [6]. Na *Situação 1*, como a máquina é nova e balanceada, estas amplitudes não são significativas, como visto na Figura 3.10. A frequência de rotação (síncrona) é que possui maior energia vibracional e é a responsável pela amplitude mais importante desta situação.

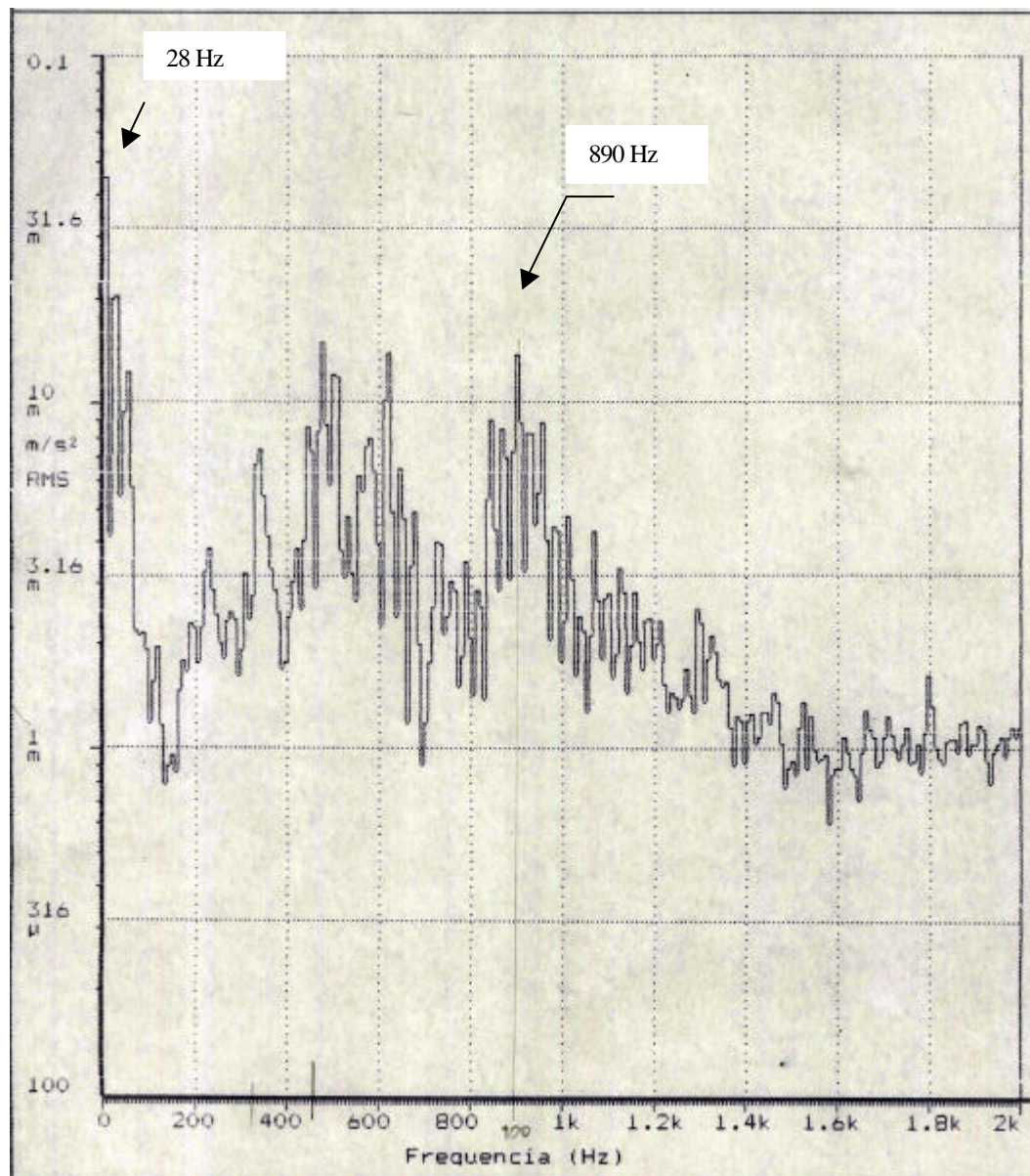


Figura 3.9 – FFT da Situação 1, máquina nova,
velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM - Horizontal

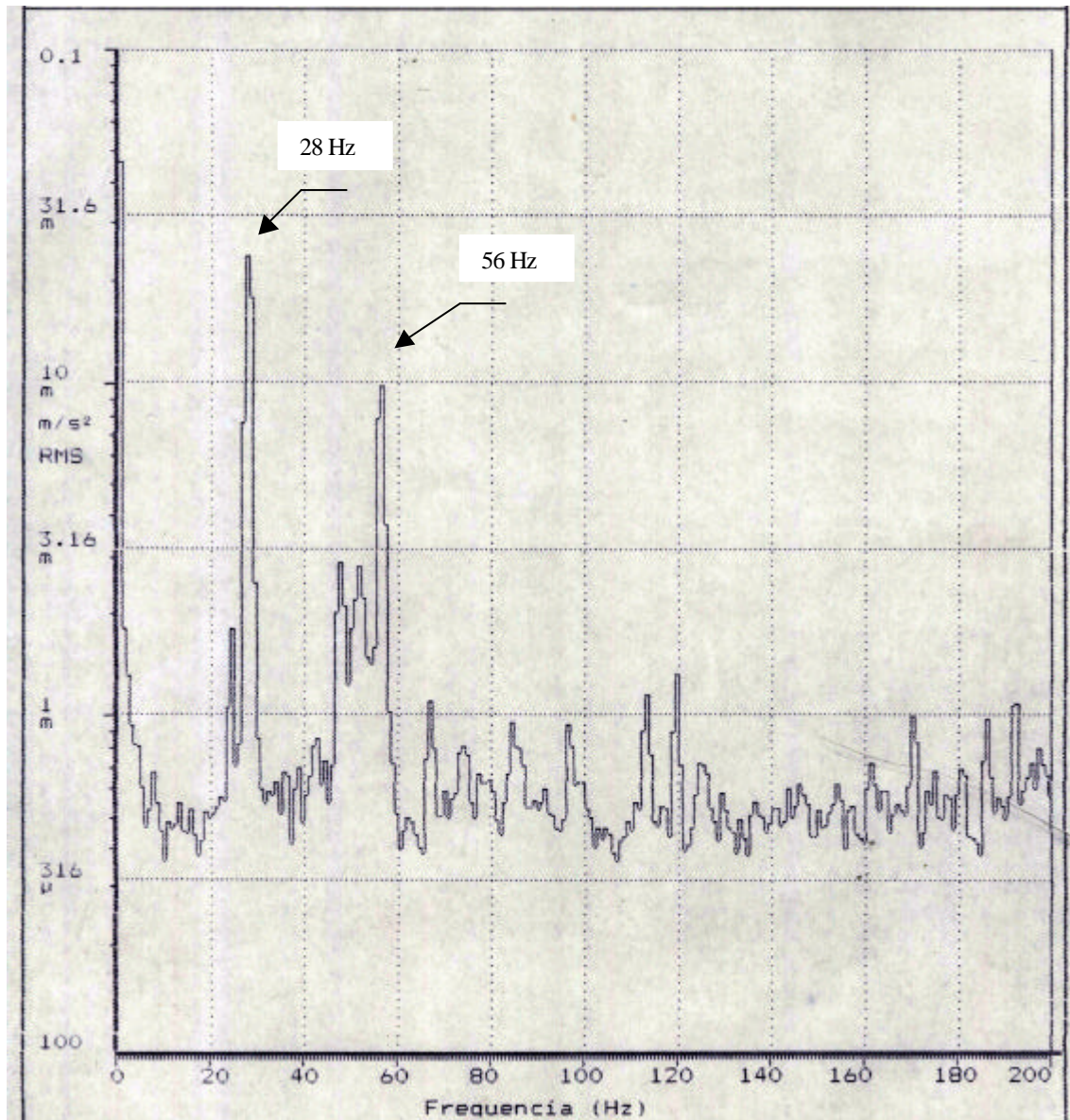


Figura 3.10 – Zoom do espectro de vibração, na Situação 1, máquina nova, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM – Horizontal.

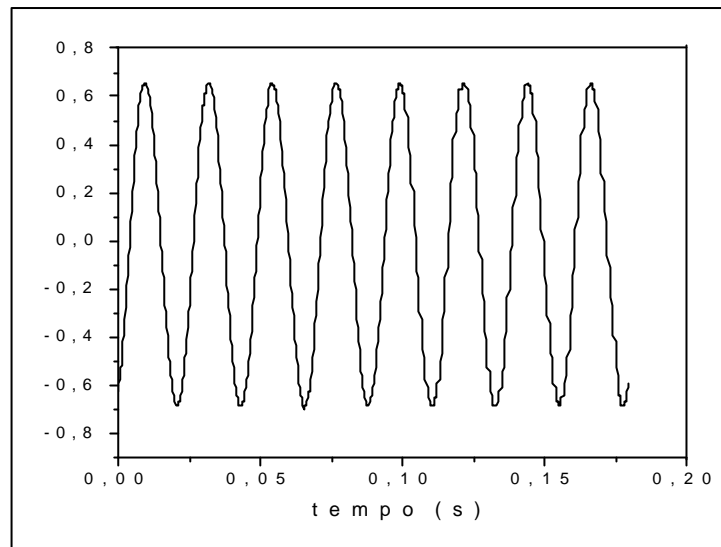


Figura 3.11 – Sinal no tempo para Situação 1, máquina nova, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM.

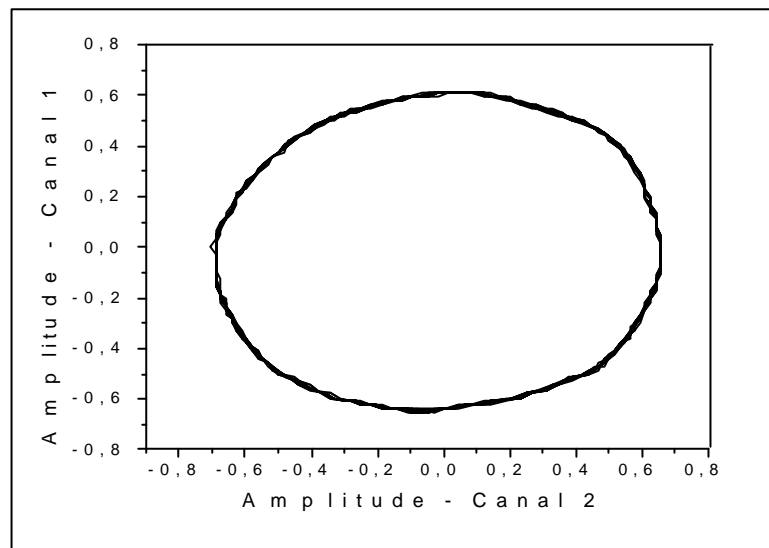


Figura 3.12 – Órbita para Situação 1, máquina nova, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM

Ainda na *Situação 1*, aumenta-se a velocidade de rotação do eixo para 2700 RPM (45 Hz) e verifica-se o efeito da condição de ressonância no aparato experimental. A condição de ressonância ocorre quando a frequência de rotação coincide com uma das frequências naturais do sistema.

Na análise no domínio da frequência, as Figuras 3.13 e 3.14 apresentam a Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal obtido, com acelerômetro montado na direção horizontal e vertical, respectivamente. Na Figura 3.14 observa-se que o pico na frequência de rotação, na direção vertical é influenciado pela condição de ressonância, aumentando cerca de três vezes o valor da amplitude. Na Figura 3.13 notam-se frequências de ressonância a 300 Hz e a frequência de ressonância das bilhas a 890 Hz, conforme indicado por análise preliminar mostrada na Tabela 3.1.

Na análise da forma de onda do sinal da vibração no tempo, observa-se que o sinal na direção vertical, Figura 3.15, possui maior amplitude que o sinal na horizontal Figura 3.16. A Figura 3.15 apresenta uma frequência portadora de 0,089 Volt devida à frequência de ressonância das bilhas e a frequência de 88,33 Hz devida ao rotor batendo em cima e em baixo, a frequência de 45 Hz, ($45 \times 2 = 90$ Hz).

A órbita da *Situação 1* apresenta uma curva fechada com aspecto elíptico, Figura 3.17. De acordo com a referência [5], se a forma da órbita tornar-se fortemente elíptica, a máquina está, provavelmente, operando na condição de ressonância ou próximo dela. Isto pode ser verificado alterando a velocidade de rotação do eixo e observando a mudança da forma da órbita, como feito no aparato experimental.

A análise no domínio da frequência, na situação *de máquina nova*, mostra que tanto para a velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM como para 2700RPM, a frequência de rotação possui a maior amplitude de aceleração, apesar da pequena magnitude da vibração, sendo o elemento mais importante desta situação.

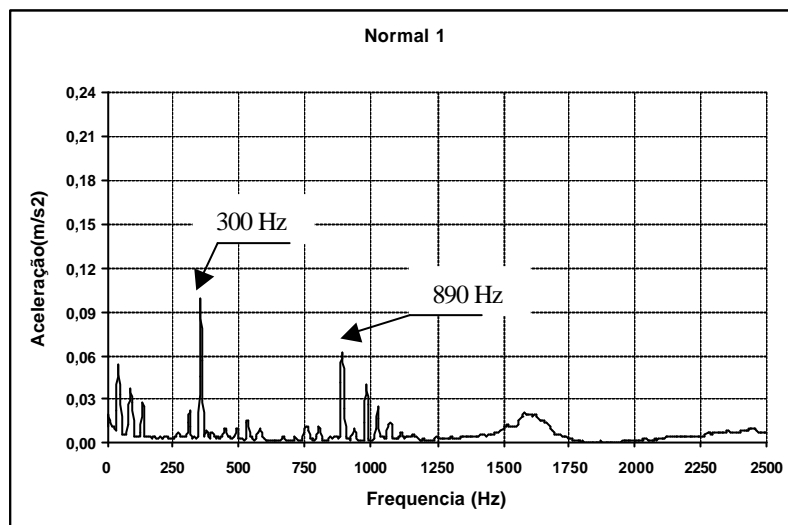


Figura 3.13 - FFT da Situação 1, máquina nova,
velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção horizontal

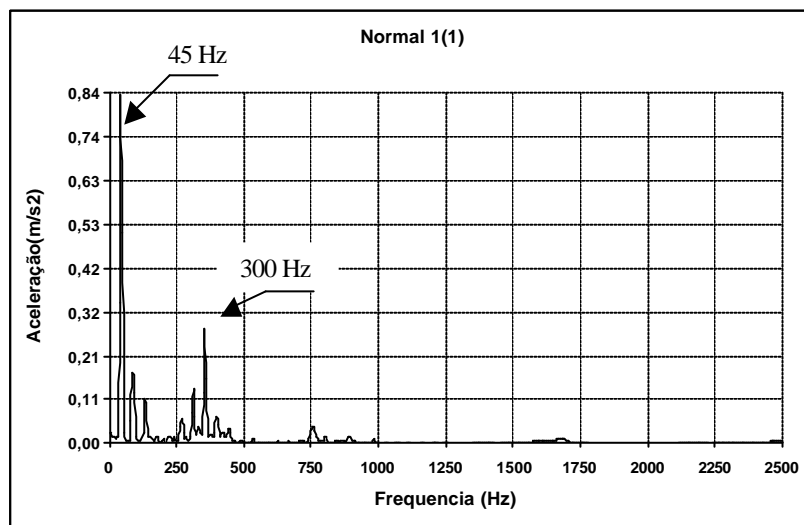


Figura 3.14 – FFT da Situação 1, máquina nova,
velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção vertical

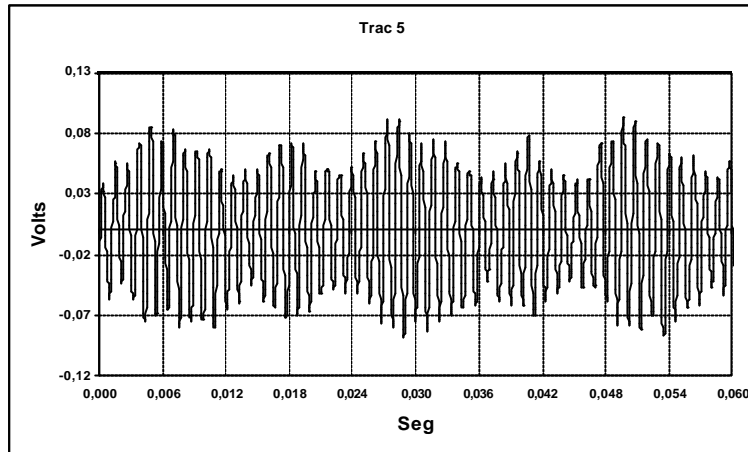


Figura 3.15 – Sinal no tempo, Situação 1, direção vertical

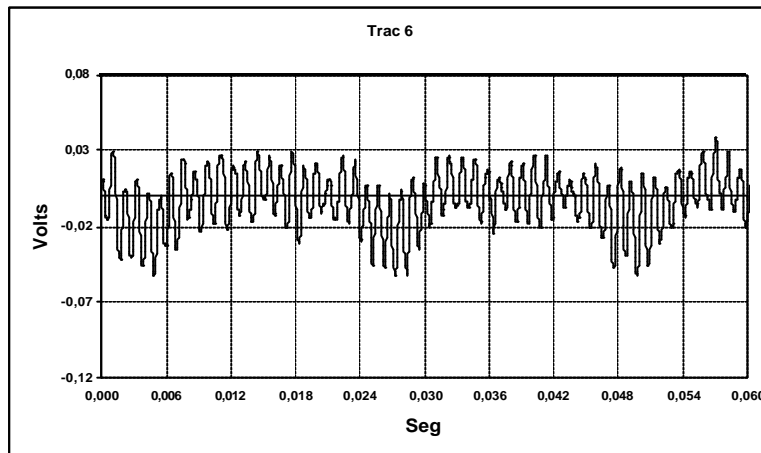


Figura 3.16 – Sinal no tempo, Situação 1, direção horizontal

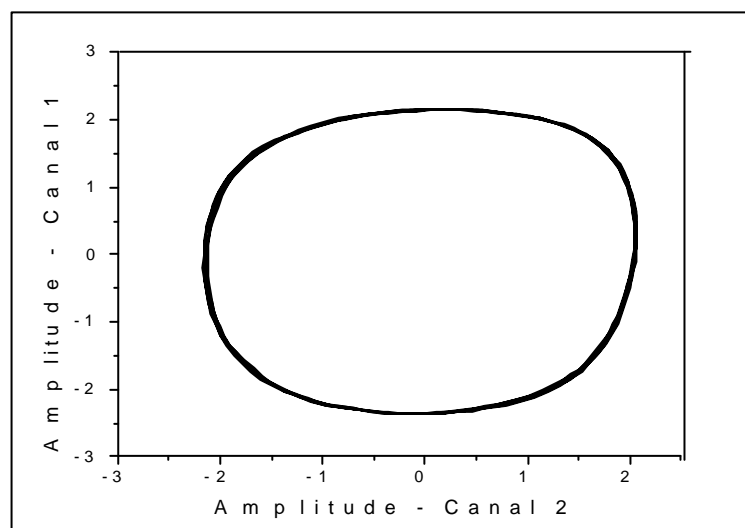


Figura 3.17 – Órbita Situação 1, velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM

3.4.2 Situação 2 – Máquina nova desbalanceada

Para simular a *Situação 2, de máquina nova desbalanceada*, é acrescentada uma massa de 5,63 gramas ao disco do rotor, na posição 180 graus, e mantidas as demais condições de operação.

Na análise no domínio da frequência, para a velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM, a Figura 3.18 apresenta a Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal obtido, mostrando o aumento da amplitude da frequência de rotação, em comparação com as medidas tomadas com o rotor balanceado, Figura 3.9. Porém, para frequências compreendidas entre 400 Hz e 1000 Hz, as mudanças no espectro de vibração não são significativas, indicando que estas frequências não são influenciadas pelo desbalanceamento. Os espectros das FFT obtidos, Figuras 3.18, 3.19, 3.20 e 3.21, podem ser caracterizados como um problema de desbalanceamento, visto que a vibração dominante ocorre na frequência de rotação do rotor. Quando um desbalanceamento significativo está presente no espectro de vibração, normalmente, são encontradas vibrações em frequências harmônicas (2 vezes a rotação, 3 vezes a rotação), conforme mostram os espectros no domínio da frequência obtidos para as duas velocidades de teste do rotor (1680 RPM e 2700 RPM). Como uma regra geral, quando as amplitudes das frequências harmônicas na direção radial são menores que 50% da amplitude da frequência de rotação, o problema pode ser caracterizado como um simples desbalanceamento [5].

A Figura 3.19 apresenta um “Zoom” do espectro da aceleração, para verificar a influência do fenômeno do desbalanceamento na frequência de rotação. Observa-se um pico relacionado à frequência de rotação (28 Hz), bem pronunciado, com aproximadamente $0,06 \text{ m/s}^2$, bem como outros dois picos: a frequência natural e o primeiro harmônico associado à frequência de rotação, ambos com aproximadamente, $6 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$. Em comparação com a Figura 3.10, referente à *Situação 1*, (rotor balanceado), nota-se o aumento da amplitude de vibração de $0,02 \text{ m/s}^2$ para $0,06 \text{ m/s}^2$. Esta mudança na magnitude da amplitude da vibração da frequência de rotação é característica do fenômeno do desbalanceamento. A utilização de outras ferramentas de análise vêm ratificar a identificação e a caracterização do fenômeno vibracional.

Uma condição normal de desbalanceamento produz uma força igualmente aplicada sobre toda a circunferência do movimento (360 graus), fazendo com que a

linha de centro do eixo se mova de forma circular ou, talvez, de forma levemente elíptica, dependendo da rigidez da máquina na direção vertical, em comparação com a rigidez na direção horizontal [5]. A Figura 3.22 apresenta as órbitas para a **Situação 2**, onde se nota que, devido ao desbalanceamento, a forma da órbita aumenta de amplitude em relação à órbita obtida para a **Situação 1**.

O rotor da **Situação 2** sendo testado na condição de ressonância, (rotação do eixo a 2700 RPM), apresenta uma mudança da forma de onda do sinal no tempo, Figuras 3.23 e 3.24, devida à adição de harmônicos da frequência de rotação. No caso da direção horizontal, estes harmônicos possuem amplitudes de magnitude igual ou superior a da frequência de rotação, Figura 3.21[35]. Na figura 3.23, a forma de onda do sinal no tempo apresenta indícios de oscilações superpostas [34].

Na análise do domínio da frequência observa-se o aumento da magnitude da vibração, principalmente na direção vertical, Figura 3.20, na frequência de rotação do eixo, passando de $0,84 \text{ m/s}^2$ para $2,1 \text{ m/s}^2$, de modo que houve uma mudança na qualidade da vibração. Isto indica que esta direção (vertical) é mais influenciada pela condição de ressonância do que a direção horizontal.

O espectro no domínio da frequência mostra que o fenômeno do desbalanceamento afeta principalmente a frequência de rotação e os dois primeiros harmônicos associados à frequência de rotação, não sendo verificada qualquer mudança significativa da vibração em altas frequências.

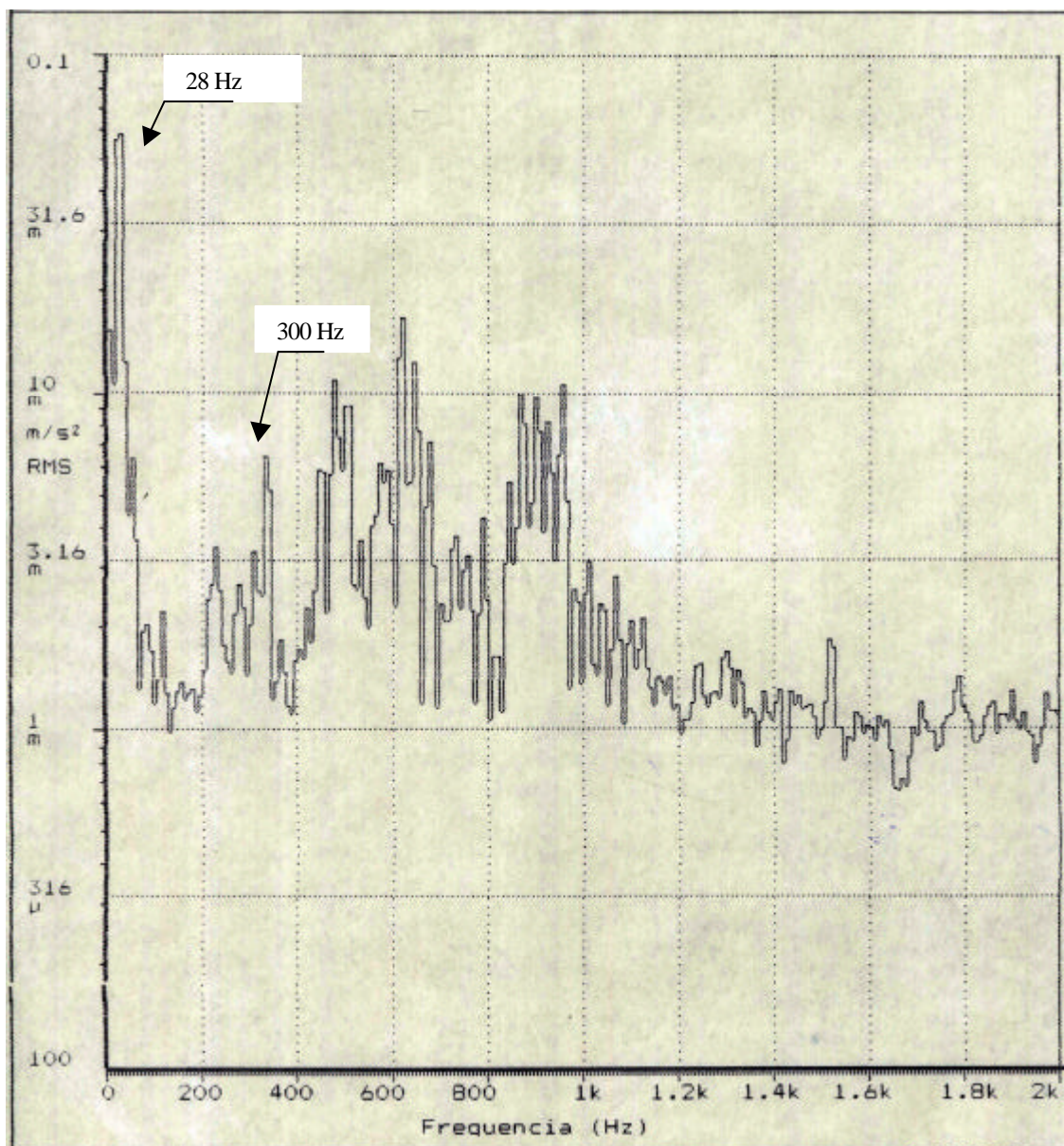


Figura 3.18 - FFT da Situação 2, máquina nova desbalanceada, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM.

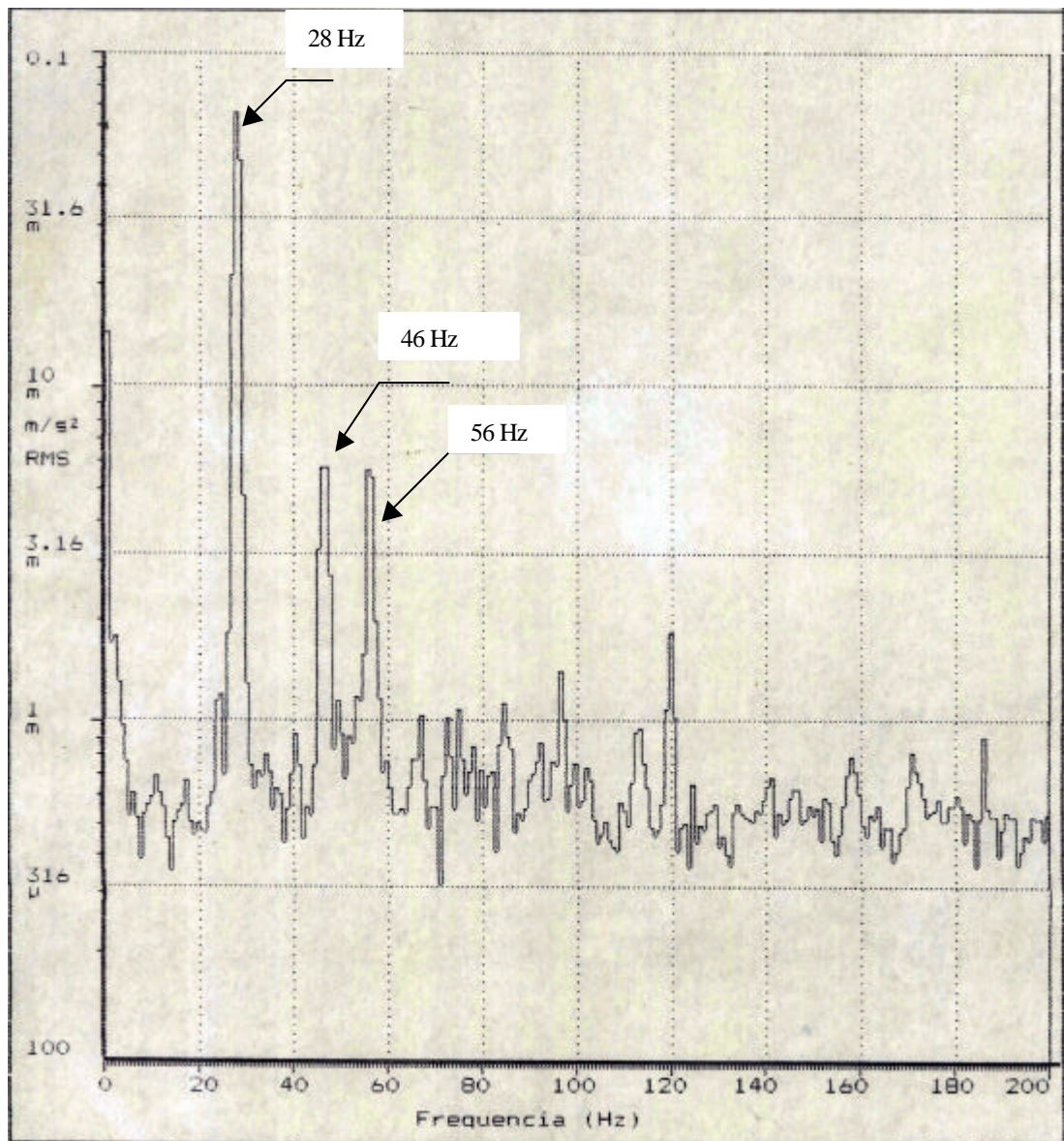


Figura 3.19 - Zoom do espectro de vibração, na Situação 2, máquina nova desbalanceada, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM.

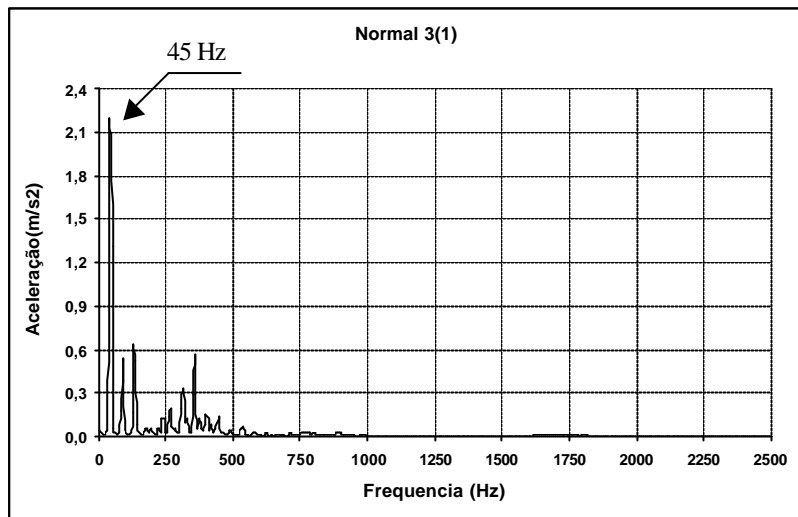


Figura 3.20 – FFT da Situação 2, máquina nova desbalanceada, velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção vertical.

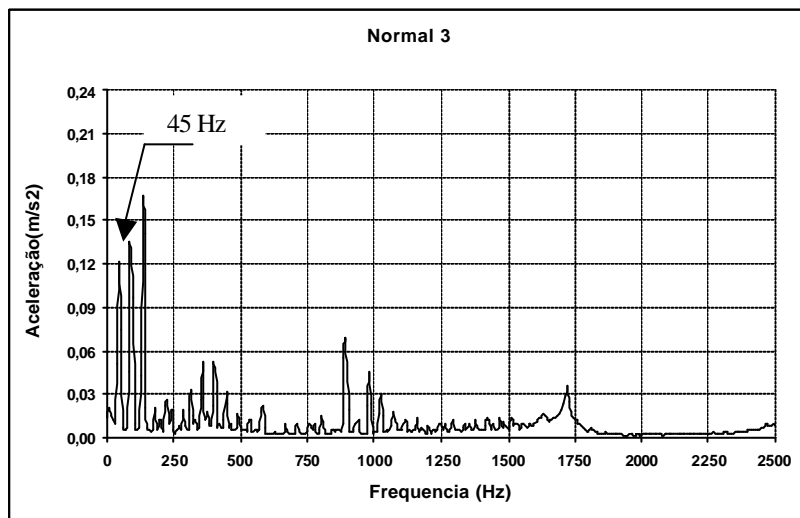


Figura 3.21 – FFT da Situação 2, máquina nova desbalanceada, velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção horizontal

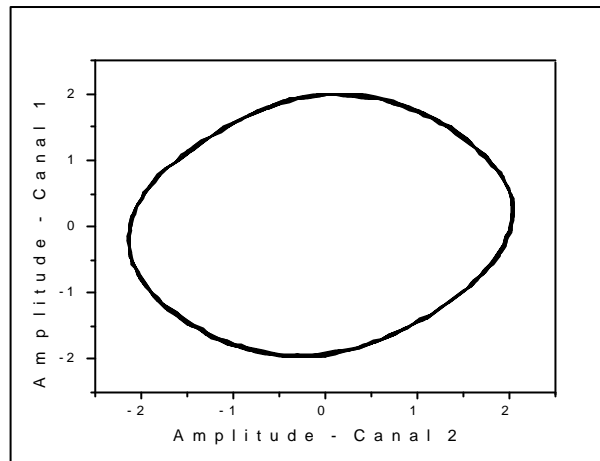


Figura 3.22 - Órbita Situação 2,
velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM

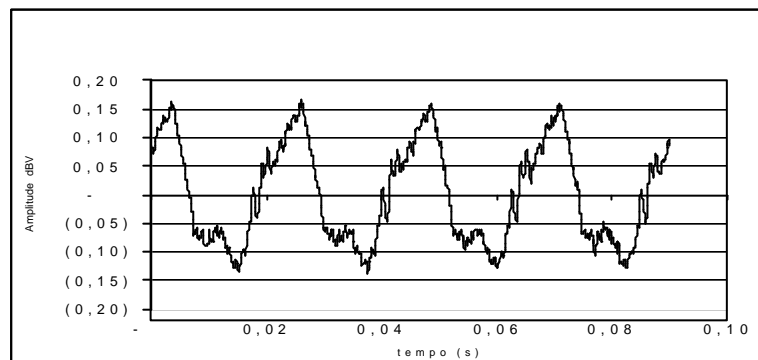


Figura 3.23 - Sinal no tempo, Situação 2, direção vertical

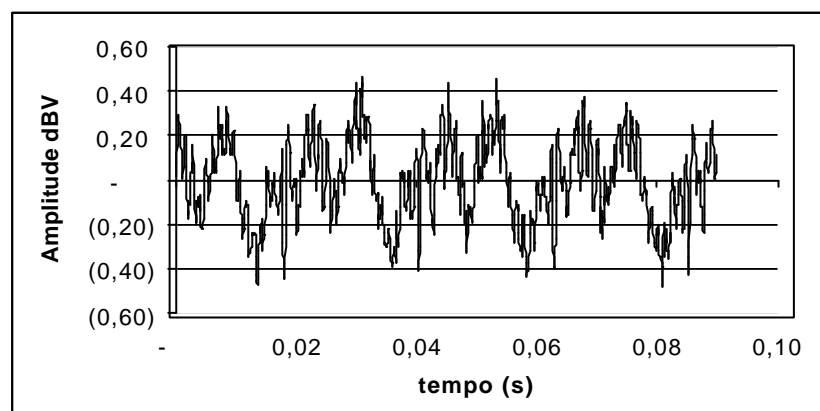


Figura 3.24 – Sinal no tempo, Situação 2, direção horizontal

3.4.3 Situação 3 – Máquina com vida média

A *Situação 3, de máquina com vida média*, é representada no aparato experimental pelo rotor desbalanceado e rolamento com folga de 0,1mm. Na velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM (28 Hz), observa-se que a Transformada Rápida de Fourier do sinal, Figura 3.25, apresenta um pico na frequência de rotação com amplitude de, aproximadamente, $0,07 \text{ m/s}^2$, e o primeiro harmônico com a amplitude de, aproximadamente $0,05 \text{ m/s}^2$. Notar a semelhança com a Figura 3.19, associada à *Situação 2*, (rotor desbalanceado com mancais de rolamentos novos). A diferença é que naquela a frequência natural foi excitada e neste não. A influência da folga interna é pequena quando comparada com o efeito do desbalanceamento, nesta faixa de frequência. Com objetivo de verificar o efeito da folga na análise no domínio da frequência, o espectro de vibração é analisado para frequências de até 2000 Hz, conforme a Figura 3.26. Comparando este resultado com o da *Situação 2*, Figura 3.18, nota-se que houve um aumento considerável na amplitude de vibração na faixa de frequência de 300 Hz a 2000 Hz. Esta mudança deve-se à folga interna que excitou ressonâncias do sistema. Os dois picos mais pronunciados a 300Hz e a 700Hz correspondem às frequências naturais do sistema.

Na análise no domínio do tempo, Figuras 3.27 e 3.28, direção horizontal e vertical, respectivamente, para a rotação do eixo de 2700 RPM, a forma de onda do sinal no tempo, Figura 3.27, na direção horizontal, apresenta indícios de oscilações superpostas na vibração [6] [35]. De fato, observando a FFT deste sinal, Figura 3.30, notam-se harmônicos da frequência de rotação. Na análise no domínio da frequência, para a rotação do eixo de 2700 RPM, observa-se que há aumento da magnitude da vibração, na direção horizontal, a aceleração aumenta de 0,16 para $0,49 \text{ m/s}^2$, Figura 3.30, e manteve-se praticamente constante na direção vertical, Figura 3.31. Na direção horizontal verifica-se o surgimento de picos entre 250 e 600 Hz e a 1600 Hz e o aumento do ruído de 0,03 para $0,12 \text{ m/s}^2$. Estas vibrações apresentavam baixa magnitude no espectro de vibração das *Situações 1 e 2*. De modo a concluir que estas vibrações são devidas à folga excessiva do rolamento, de acordo com a referência [5], a forma do pico a 1600 Hz é típica de mancal de rolamento defeituoso e segundo Vance [6], deve-se à combinação da segunda frequência de ressonância do mancal e a frequência ressonância das bilhas, ($700 \text{ Hz} + 890 \text{ Hz} = 1590 \text{ Hz}$). Observa-se que em

freqüências maiores, a vibração tende a apresentar característica de ruído aleatório e os picos discretos são progressivamente abrangidos pelo ruído.

Avaliando as órbitas da *Situação 3*, (Figura 3.29), observa-se o aumento da amplitude da órbita em relação à *Situação 2* (máquina nova desbalanceada). Vê-se ainda a forma com tendência elíptica, indicando o desgaste do mancal.

Esta alteração de comportamento ocorre, provavelmente, devido à folga excessiva do mancal de rolamento, combinada com o desbalanceamento do rotor, de acordo com o estudo apresentado por TIWARI e GUPTA [26], onde o aumento da folga interna do rolamento de esferas ocasiona o aumento das não-linearidades, somado ao fato de que o teste está sendo efetuado próximo a uma freqüência natural do sistema rotor-mancal. Ainda de acordo com MEVEL e GUYARDER [25] a rigidez horizontal é sujeita a grandes variações quando a gaiola do rolamento gira e conseqüentemente quando é excitada pela freqüência de passagem das bilhas não pode ter o controle do movimento e o mancal torna-se instável.

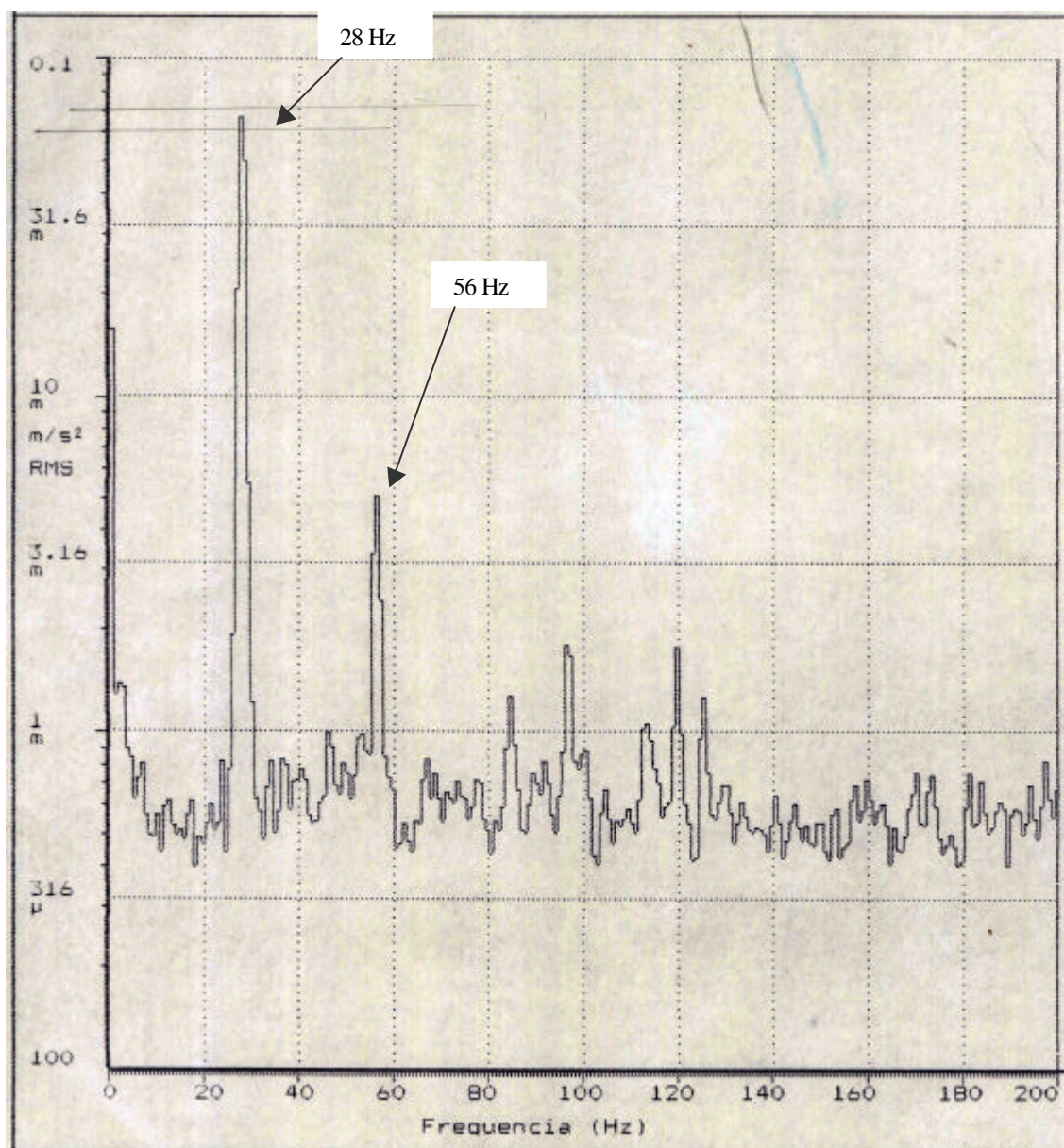


Figura 3.25 – Zoom na FFT da Situação 3, máquina com vida média, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM.

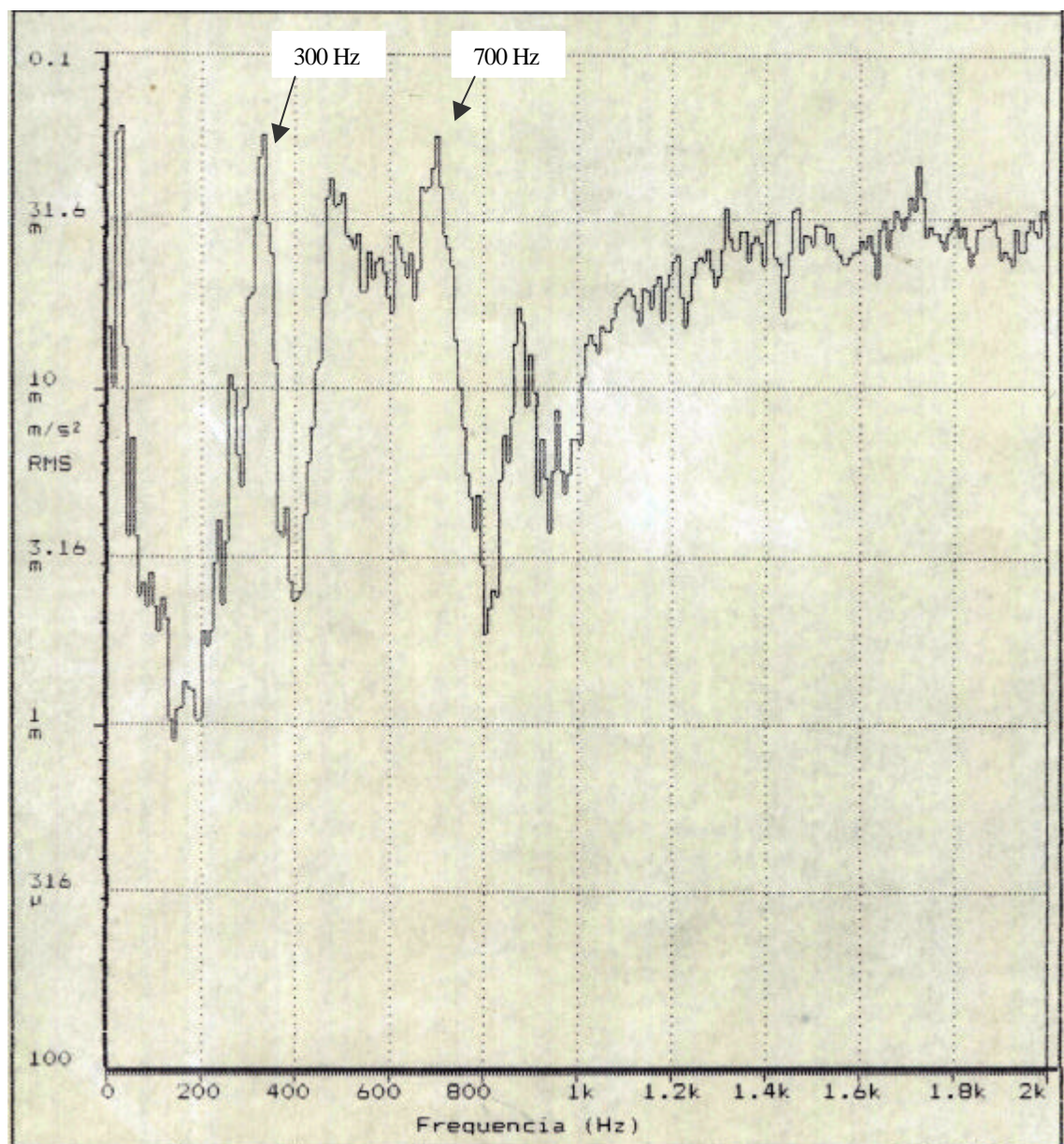


Figura 3.26 - FFT da Situação 3, máquina com vida média, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM.

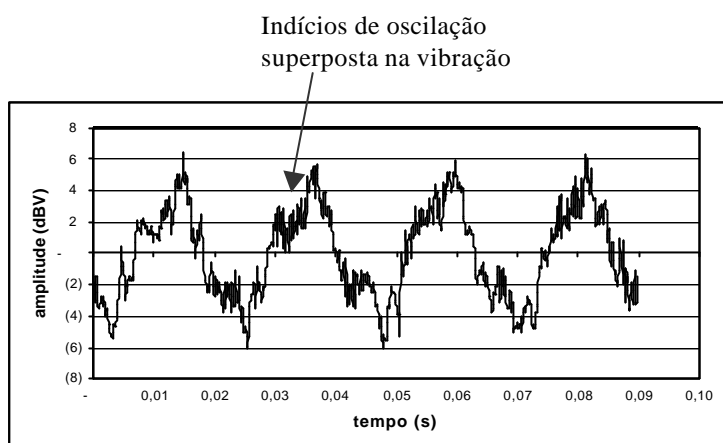


Figura 3.27- Sinal no tempo, Situação 3, direção horizontal

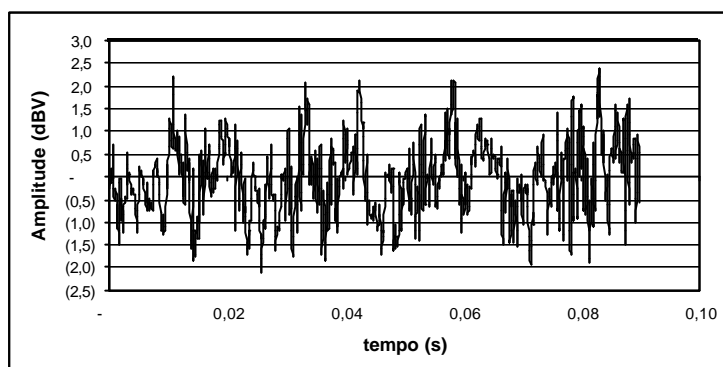


Figura 3.28- Sinal no tempo, Situação 3, direção vertical

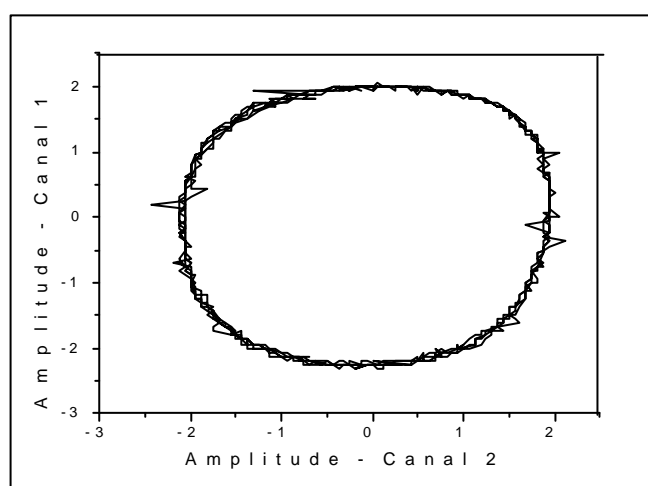


Figura 3.29 - Órbita Situação 3,
velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM.

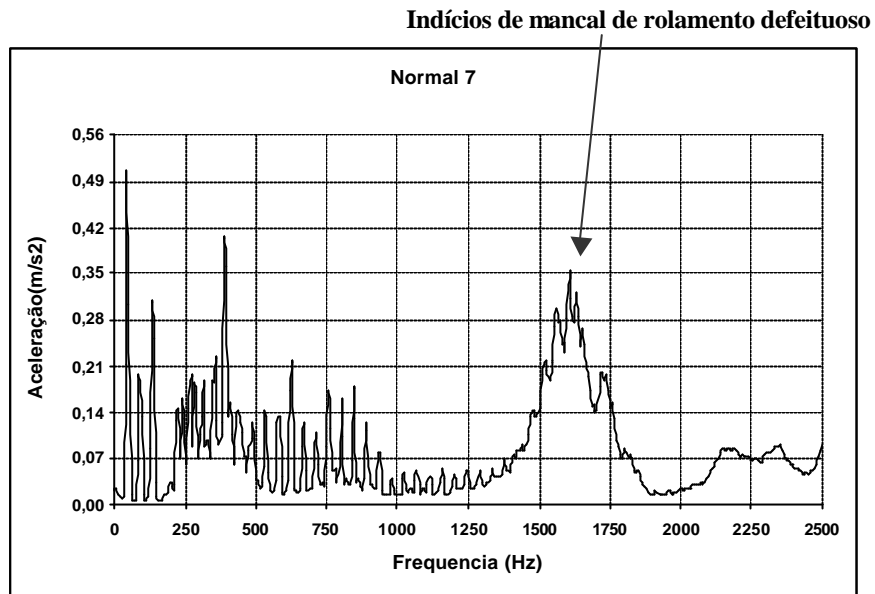


Figura 3.30 - FFT da Situação 3, máquina com vida média, velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção horizontal

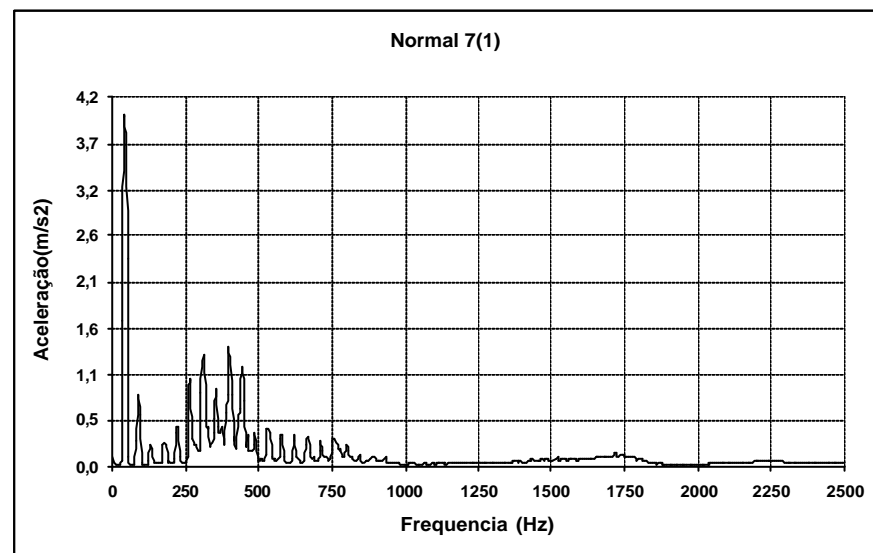


Figura 3.31 – FFT da Situação 3, máquina com vida média, velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção vertical

3.4.4 Situação 4 – Máquina necessitando de reparo imediato

A *Situação 4*, de máquina necessitando de reparo imediato, é realizada considerando a folga de 0,3 mm no mancal de rolamento e rotor desbalanceado, baseado nos experimentos de MEVEL e GUYADER [25] que estudaram as rotas para o caos em rolamentos de esferas e mais recentemente TIWARI, et al [26] que analisaram a resposta dinâmica de um rotor desbalanceado suportado por mancais e utilizaram-se do recurso de aumentar a folga interna do rolamento para avaliar o seu comportamento, substituiu-se o rolamento por outro com folga interna aumentada para três décimos de milímetro, simulando a *Situação 4*. O conjunto foi colocado em funcionamento na velocidade de rotação de 1680 RPM (28 Hz) e foram tomadas as medidas de vibração.

Na análise no domínio da frequência, a FFT do sinal, Figura 3.32, observa-se o aumento considerável dos níveis de vibração em relação à condição de rotor desbalanceado e rolamento com folga de 0,1 milímetro, Figura 3.26. Por exemplo, na frequência natural de 300 Hz, a aceleração aumenta de $0,06 \text{ m/s}^2$ para $0,1 \text{ m/s}^2$, na frequência de 500 Hz a aceleração aumenta de $0,04 \text{ m/s}^2$ para $0,2 \text{ m/s}^2$, na frequência natural de 700 Hz, a aceleração aumenta de $0,06 \text{ m/s}^2$ para $0,1 \text{ m/s}^2$, na frequência de ressonância das bilhas de, aproximadamente 850 Hz, verifica-se o aumento de $0,02 \text{ m/s}^2$ para $0,05 \text{ m/s}^2$. Fazendo um “Zoom” no espectro para melhor observar o efeito da *Situação 4* em baixas frequências, na Figura 3.33 observa-se que houve um aumento na aceleração na frequência de rotação de, aproximadamente $0,02 \text{ m/s}^2$, em relação à *Situação 2* (rotor desbalanceado com rolamentos novos), Figura 3.19, e de, aproximadamente, $0,01 \text{ m/s}^2$ para a *Situação 3* (rotor desbalanceado com rolamento com folga de 0,1 milímetro), Figura 3.25. Isto indica que há pouca influência do aumento da folga radial na frequência de rotação, ratificado pelas baixas amplitudes de vibrações obtidas de, aproximadamente, $0,025 \text{ m/s}^2$, $0,060 \text{ m/s}^2$, $0,070 \text{ m/s}^2$, $0,080 \text{ m/s}^2$, para as *Situações 1, 2, 3, e 4*, respectivamente.

Por outro lado, nota-se o aumento considerável na aceleração correspondente à frequência natural a 46 Hz, ao primeiro harmônico da frequência de rotação a 56 Hz, e ao segundo harmônico da frequência de rotação a 84 Hz., indicando que tanto a frequência natural, como os primeiro e segundo harmônicos são excitados pelo aumento da folga radial.

Após a medição do sistema rotor-mancal à velocidade de rotação de 1680 RPM

(28 Hz), passou-se à medição para a velocidade de rotação de 2700 RPM (45 Hz). Nesta velocidade de rotação, houve a preocupação de verificar se o rotor não batia no limitador da amplitude de oscilação. Como nesta situação são observadas vibrações acima de 2500 Hz, amplia-se o espectro para frequências de até 5000 Hz.

Os sinais no tempo são adquiridos através dos sensores de proximidade situados no disco do rotor. Estes sinais possuem a forma de ondas harmônicas, a amplitude do canal 2 aproxima-se da amplitude do canal 1. Na figura 3.34 notam-se três períodos distintos: o primeiro de 0,0216 segundos, que corresponde à frequência de 46,29 Hz, o segundo de 0,027 segundos, que corresponde à frequência de 37 Hz e o terceiro de 0,0225 segundos, que corresponde à frequência de 44,44 Hz. A Figura 3.35 também possui três períodos distintos: de 0,0216 segundos, 0,0243 segundo e 0,0225 segundos, correspondendo às frequências de 46 Hz, 41 Hz, e 44 Hz, respectivamente.

A Figura 3.36 representa um instante associado à imagem do osciloscópio. A órbita apresentada na **Situação 4** gira continuamente. Note que a curva não está fechada. Em relação à órbita referente à **Situação 3** (rotor desbalanceado e rolamento com folga de 0,1 milímetro), nota-se um aumento na amplitude e a forma com tendência elíptica, indicando o desgaste abrasivo que foi efetuado no mancal.

Na análise no domínio da frequência, a FFT do sinal obtido, Figuras 3.37 e 3.38, verifica-se que há um pico a 45 Hertz, na direção vertical, com $3,5 \text{ m/s}^2$, que corresponde à frequência de rotação e outras excitações com amplitudes menores, de, aproximadamente, $1,0 \text{ m/s}^2$, a $1,5 \text{ m/s}^2$. Após o terceiro harmônico, os picos existentes na Situação 3 são suprimidos pelo ruído, amplitude de aceleração na frequência de rotação alcança o seu maior valor a $3,5 \text{ m/s}^2$. Na direção horizontal, observam-se picos na frequência de rotação, nos primeiro e segundo harmônicos, (45, 93 e 134 Hz) de baixa amplitude de aceleração e um pico significativo a, aproximadamente, 1700 Hz com amplitude de $1,05 \text{ m/s}^2$. Nesta direção observa-se, ainda, que os picos discretos existentes na **Situação 3** foram suprimidos pela vibração aleatória de alta frequência.

Conforme observado por SAVI [24], um problema associado ao uso da FFT como ferramenta de diagnóstico é a análise de sinais contaminados por ruído. O ruído, por definição é a parte indesejada dos dados [36] e é um fenômeno onipresente na coleta dos dados. Nas FFT's da Situação 3, Figuras 3.26 e 3.30 e da Situação 4, Figuras 3.32, 3.37 e 3.38, os espectros apresentam indícios de sinal caótico. Nota-se um espectro de banda larga de frequências sobre uma limitada extensão de frequências, isto pode

indicar um fenômeno quase-periódico. O ruído por sua vez, possui um espectro distribuído em todo o domínio da frequência. Contudo, a contaminação de um sinal caótico ou periódico por ruído faz com que a transformada passe a tomar todo o espectro das frequências, o que não ocorre nos espectros indicados das Situações 3 e 4, para determinadas faixas de frequência. A distinção de ruído e caos é de difícil interpretação, porém a existência do caos não deve ser descartada. A utilização de outras ferramentas de análise, como os expoentes de Lyapunov, faz-se necessária para a distinção dos fenômenos.

Segundo GEITNER e BLOCH [5], em adição às frequências rotacionais geradas pelo mancal, impactos entre os elementos rolantes e as pistas do mancal excitam frequências naturais de vários componentes do mancal. A vibração gerada por estes impactos assemelha-se à gerada por um sino. Cada objeto tem sua própria frequência natural. Uma batida no mancal pode produzir uma força de impacto intermitente que excita várias de suas partes, vibrando em suas frequências naturais. Normalmente, as frequências naturais dessas partes são consideradas altas quando comparadas à rotação da máquina. Como resultado, as frequências de vibração medidas de um mancal defeituoso são também altas. Desta forma, as frequências de vibração de um mancal defeituoso podem não ser múltiplos diretos da rotação do eixo. Como existem várias partes, incluindo pistas, elementos rolantes, gaiolas do rolamento e o eixo do rotor, que podem vibrar devido ao impacto em um mancal defeituoso, verifica-se que várias frequências de vibração são excitadas simultaneamente. Como resultado, a vibração do mancal pode ser complexa.

GEITNER e BLOCH [5], em seu estudo sobre desgastes em rolamentos, observam que, se o mancal desenvolver um defeito por causa do desbalanceamento excessivo, a pista interna será o primeiro componente do rolamento a mostrar sinais de desgaste. Isto se deve a forças desbalanceadas que possuem uma posição fixa na pista interna. Esta observação não se aplica para o experimento, uma vez que se utiliza um rolamento pequeno cujas esferas e pistas são de aço e a gaiola é de latão. Em seus componentes é inserido pasta a base de pó de diamante para provocar a folga interna e simular o desgaste por funcionamento. Como o conjunto todo está sob a ação do abrasivo, e como a gaiola possui material mais macio, este é o primeiro elemento a apresentar sinais de desgaste. Isto é comprovado nas medições do jogo do rolamento,

nas quais o movimento da gaiola (combinação das folgas radial e axial), aumenta mais que a folga radial. Neste caso, para obter a folga radial de 0,1 mm, obtém-se o jogo axial de 0,3 mm.

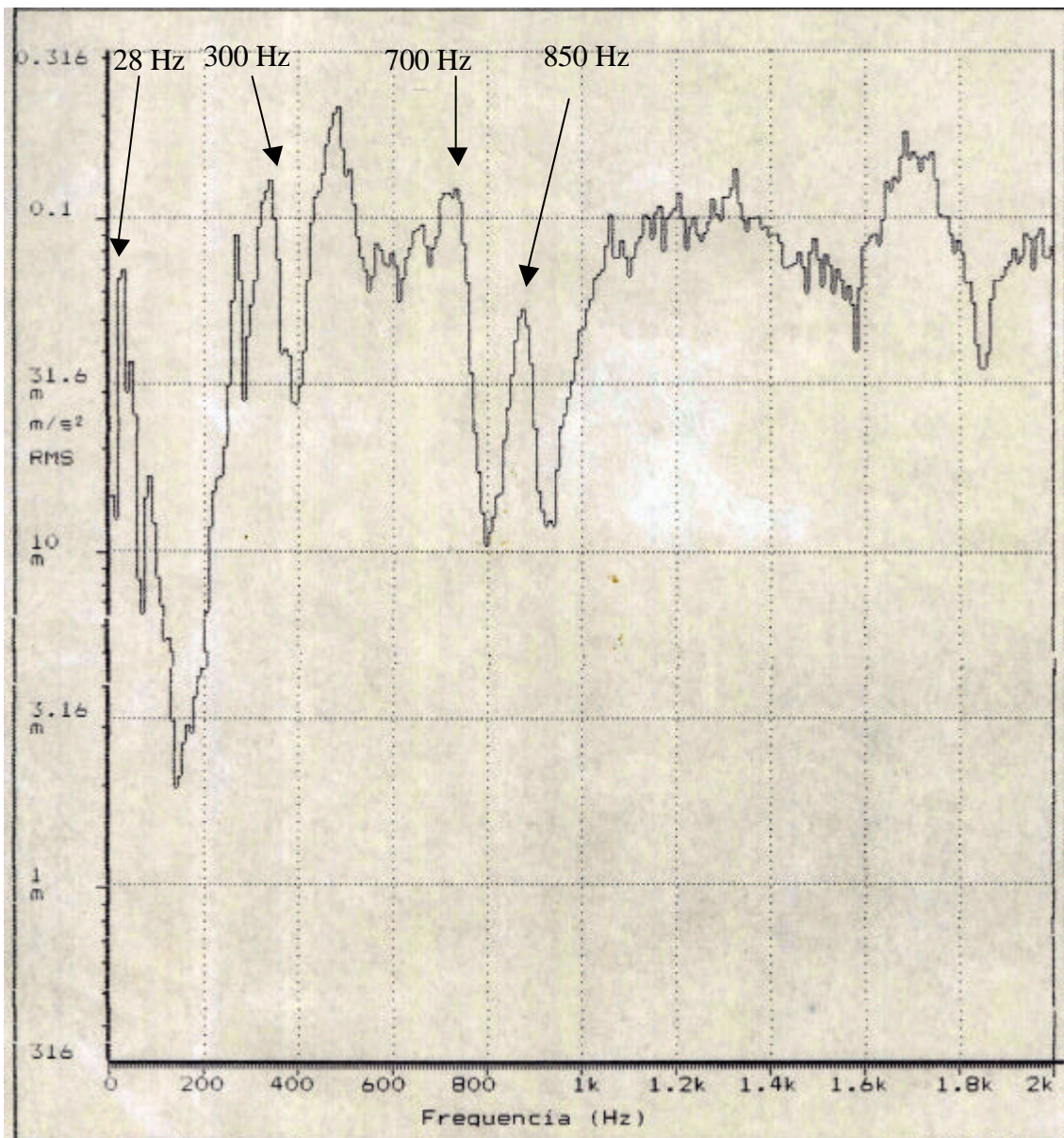


Figura 3.32 - FFT da Situação 4, máquina necessitando de reparo imediato, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM.

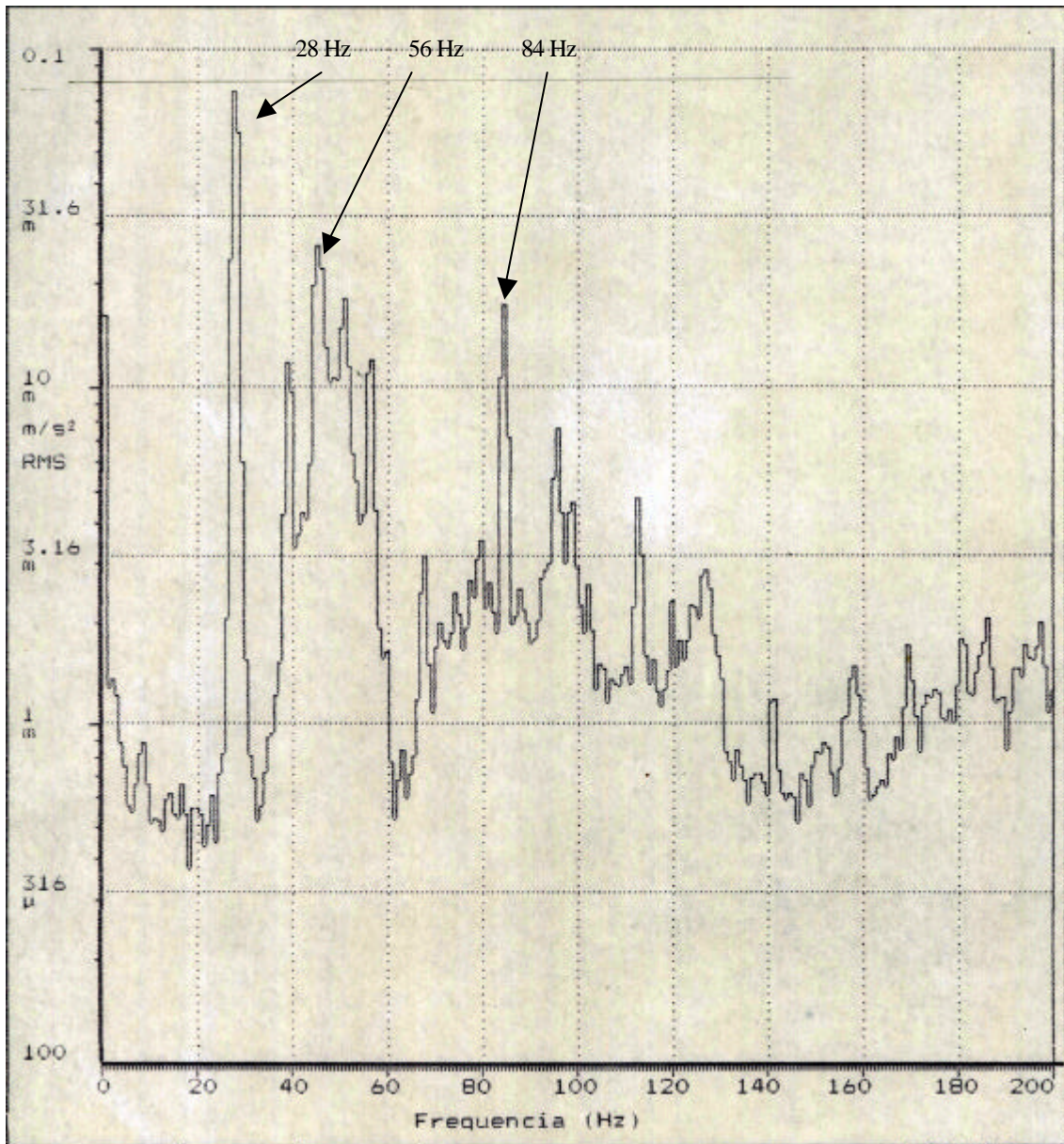


Figura 3.33 - Zoom na FFT da Situação 4, máquina necessitando de reparo imediato, velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM.

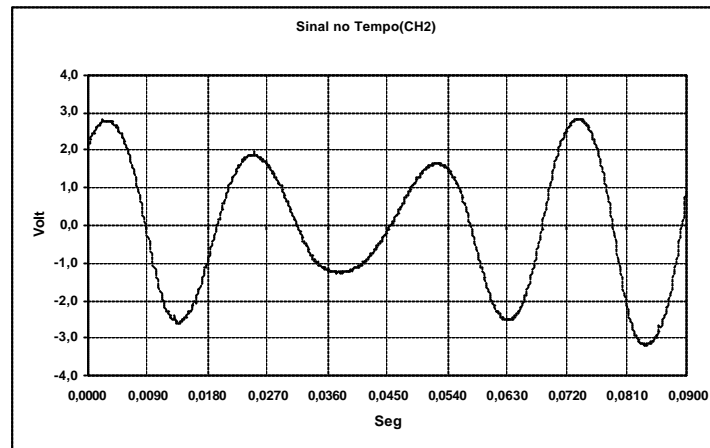


Figura 3.34 – Sinal no tempo canal 2

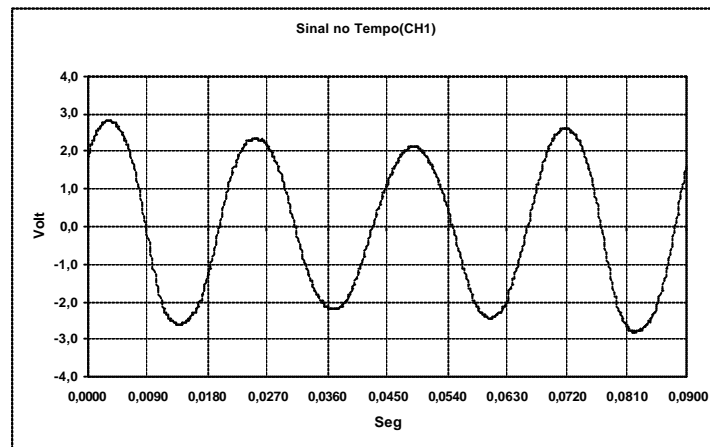


Figura 3.35 – Sinal no tempo canal 1

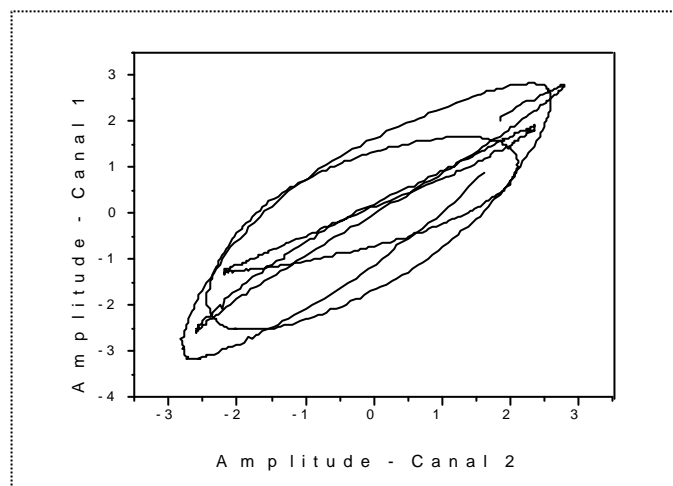


Figura 3.36 – Órbita da Situação 4

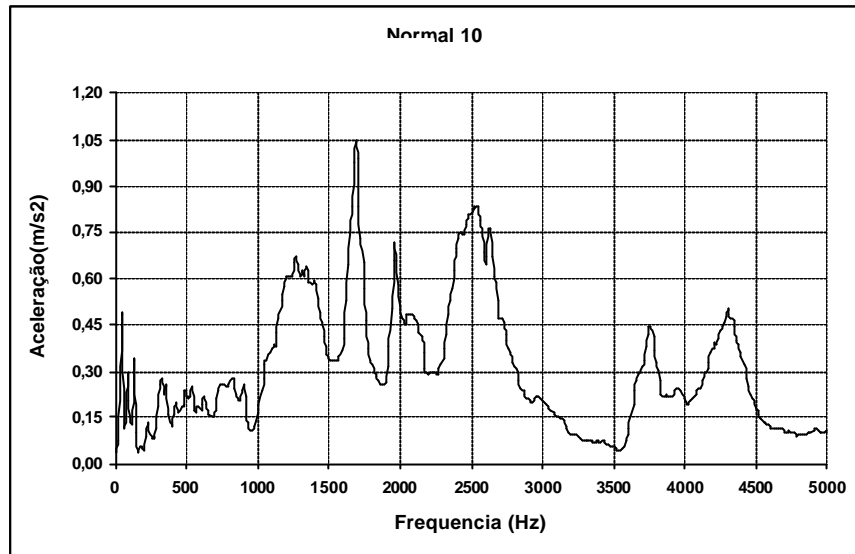


Figura 3.37 – FFT da Situação 4, máquina necessitando de reparo imediato, velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção horizontal.

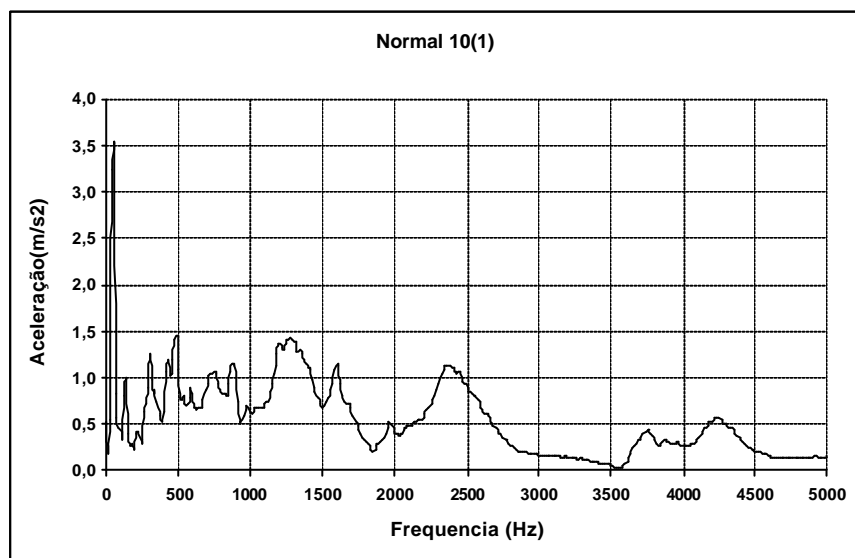


Figura 3.38 – FFT da Situação 4, máquina necessitando de reparo imediato, velocidade de rotação do eixo de 2700 RPM, direção vertical.

3.5 Evolução e detecção da vibração causada por rolamento

De acordo com a evolução do desgaste do rolamento, representado no aparato experimental pelas Situações 1, 2, 3 e 4, são observadas mudanças no espectro de vibração. Na Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal, observam-se três regiões de frequências distintas, de acordo com [34]: Região A (até 225 Hz), na qual observamos a frequência de rotação e o primeiro e segundo harmônicos associados. Região B (225 a 1800 Hz), na qual ocorrem as frequências dos defeitos localizados. Região C (1800 a 3600 Hz), na qual ocorrem as frequências naturais de elementos do rolamento.

De acordo com a vida útil do rolamento, é possível enquadrar-se as Situações 1, 2, 3, e 4, do aparato experimental em quatro estágios diferentes de degradação das condições operacionais do rolamento, pois, de acordo o tempo de utilização do rolamento, a folga interna aumenta, devido ao atrito entre os elementos rolantes e as pistas, provocando o aumento da vibração que pode ser analisada e caracterizada para cada estágio da vida do rolamento.

O Estágio 1, de “Rolamentos novos”, é caracterizado na análise no domínio da frequência pelas FFT’s das Figuras 3.39 e 3.40, direção horizontal, que se referem às Situações 1 e 2. No Estágio 2, começam aparecer frequências naturais excitadas pelos impactos com bandas laterais em torno das frequências naturais, Figura 3.41, refere-se à Situação 3.

No Estágio 3, as frequências características de defeitos e suas harmônicas começam aparecer no espectro. A progressão do desgaste resulta em mais harmônicos e mais bandas laterais em torno das frequências naturais e das frequências característica de defeitos dos elementos do rolamento (Tabela 3.1), Figura 3.42, refere-se à Situação 3.

No Estágio 4, tem-se a tendência ao colapso. A magnitude da vibração na frequência fundamental cresce, componentes devidos às frequências naturais são afogadas pelo ruído-caos, Figura 3.43, simulado na Situação 4.

Figura 3.39 - Estágio 1

Rolamentos novos

Situação 1

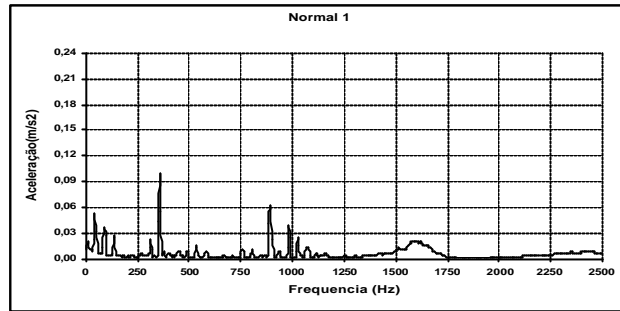


Figura 3.40 - Estágio 1

Rolamentos novos

com rotor desbalanceado

Situação 2

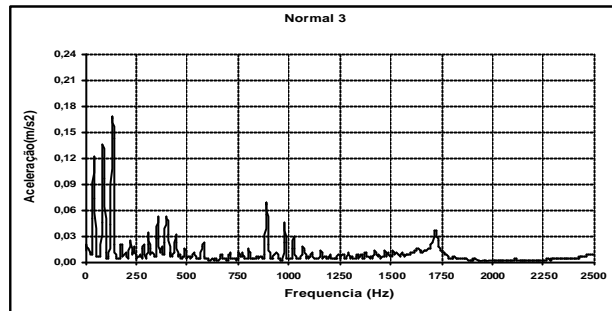


Figura 3.41 - Estágio 2

Rolamento com folga de

0,1 mm e rotor desbalanceado

Situação 3

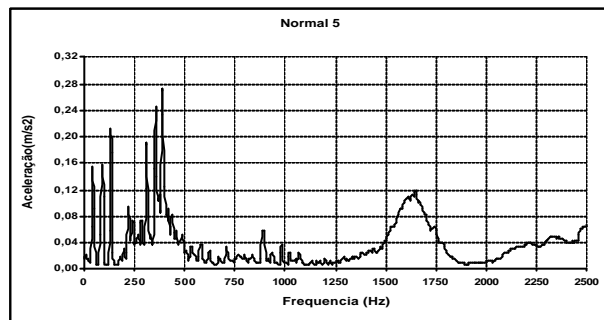


Figura 3.42 - Estágio 3

Rolamento com folga de

0,1 mm e rotor desbalanceado

Evolução da Situação 3

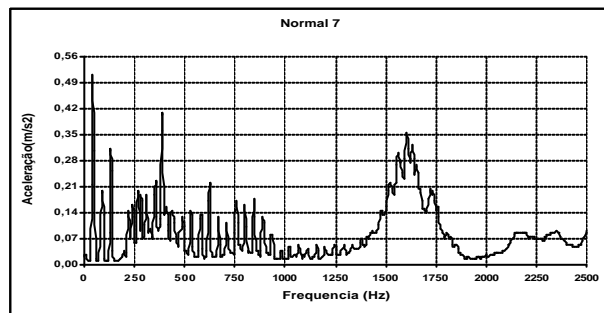
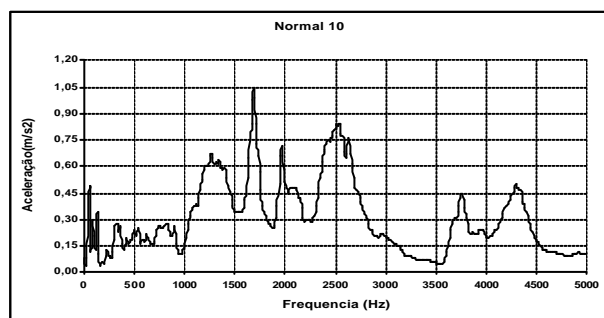


Figura 3.43 - Estágio 4

Rolamento com folga de

0,3 mm e rotor desbalanceado

Situação 4



Capítulo 4 – Aplicação das Normas Técnicas aos Resultados do Experimento

Este capítulo analisa os resultados obtidos no experimento de laboratório, nas Situações 1, 2, 3 e 4, à luz das Normas existentes.

4.1 Critérios de avaliação recomendados pelas Normas Aplicáveis.

Seguindo as Normas alemã VDI 2056, a ISO 2372 e inglesa Bs 7845, (Ver Capítulo 2), adota-se como primeiro critério a magnitude de vibração e como segundo critério de avaliação a mudança da magnitude de vibração.

A norma ISO 2372 recomenda ainda que, caso ocorra o aumento de 2,5 vezes da magnitude de vibração, que corresponde à largura de uma classe de qualidade (8dB), que se investigue as causas de tal aumento. Caso ocorra o aumento de 10 vezes na magnitude de vibração (aceleração), que se proceda a parada do equipamento e o reparo imediato.

O aparato experimental utiliza um rotor acoplado a um motor elétrico de baixa potência. O valor da severidade de vibrações associado com uma faixa particular de classificação depende do tipo e da massa do corpo vibrante, das características do sistema, da resposta e do uso da máquina. De acordo com a Norma ISO 2372, a CLASSE I, é a que melhor se enquadra no experimento em questão. Nela está escrito que, “... partes individuais de máquinas e motores, integralmente conectados com toda a máquina em sua condição de operação normal, motores elétrico até 15kW são exemplos típicos desta categoria”.

As máquinas enquadradas na Classe I, para frequências de 30 Hz e 40 Hz possuem as faixas de vibração definidas na Tabela 4.1. Esta tabela apresenta os limites de vibração para cada faixa de frequência, caracterizando o estado de funcionamento.

Tabela 4.1 – Faixas de qualidade de vibração [27]

FREQUÊNCIA (Hz)		30	40
FAIXAS	CLASSIFICAÇÃO	ACELERAÇÃO (m/s ²)	ACELERAÇÃO(m/s ²)
A	NOVA	0,05 a 0,13	0,07 a 0,18
B	PERMITIDO	0,21 a 0,34	0,28 a 0,45
C	TOLERADO	0,53 a 0,85	0,70 a 1,13
D	NÃO PERMITIDO	1,34 a 13,38	1,78 a 17,84

A partir dos resultados apresentados no Capítulo 3, podem-se identificar duas velocidades de rotação na qual o rotor foi testado: 1680 RPM e 2700 RPM. A Tabela 4.2 apresenta um resumo dos resultados, dispostos de forma conveniente para aplicar as Normas técnicas.

Tabela 4.2 – Níveis de vibração obtidos

Teste a 1680 RPM (28 Hz)				
Medidas em m/s ²	SITUAÇÃO			
Direção	1 (Rotor balanceado com mancais novos)	2 (Rotor desbalanceado com mancais novos)	3 (Rotor desbalanceado e mancal com folga de 0,1 mm)	4 (Rotor desbalanceado e mancal com folga de 0,3 mm)
Vertical	0,002	0,005	0,005	0,006
Horizontal	0,025	0,060	0,070	0,080
Teste a 2700 RPM (45 Hz)				
Vertical	0,84	2,1	3,7	4,0
Horizontal	0,06	0,12	0,49	0,55

Para a situação de teste de 1680 RPM, as medidas na direção horizontal são maiores que na direção vertical. Por outro lado, para o rotor sendo testado na velocidade de rotação de 2700 RPM, as medidas na direção vertical são superiores as da direção horizontal. Tal fato é devido à rigidez do sistema que, na condição de ressonância, possibilita o sistema apresentar magnitudes de vibração maiores na direção vertical.

Para todas as Situações de teste na velocidade de rotação de 1680 RPM, as medidas encontram-se na faixa A, *de máquina nova*. Assim sendo, aplicam-se as Normas Técnicas apenas para a velocidade de rotação de 2700 RPM.

4.2 Aplicação das Normas Técnicas

Na Situação 1, verifica-se que na direção vertical os limites de *máquina nova* e *permitida* foram ultrapassados, estando o sistema na faixa do tolerado (0,70 a 1,13). Entretanto na direção horizontal a magnitude da vibração está na faixa de *máquina nova* (0,07 a 0,18).

Observa-se que apesar do rotor ter sido, inicialmente, balanceado, e dos mancais serem novos, os resultados na direção vertical não são satisfatórios. Como causas prováveis desta alta magnitude da vibração tem-se o próprio sistema rotor-mancal, que possui uma distância relativamente grande entre mancais para o diâmetro do eixo. Deve-se considerar ainda que o sistema está sendo testado na velocidade crítica e que excitações indesejáveis podem estar contribuindo para o aumento da magnitude da vibração. Este parece ser um parâmetro relevante, haja vista que na frequência de 28 Hz, os valores obtidos para as amplitudes na frequência de rotação estão dentro dos limites recomendados pelas Normas aplicáveis. O inconveniente, no caso de um equipamento real de funcionar em uma situação semelhante, é que qualquer alteração na magnitude da vibração leva o equipamento a operar na faixa do *não permitido*, obrigando que o equipamento seja paralisado e as causas das vibrações analisadas e reparadas.

Na Situação 2, observa-se o aumento da magnitude da vibração, principalmente na direção vertical e na frequência de rotação, passando de 0,84 para 2,1 m/s², de modo que houve uma mudança na qualidade da vibração, da faixa *tolerado* para a faixa do *não permitido*. Na direção horizontal houve pequena variação da magnitude da

vibração, permanecendo as medições na faixa de *máquina nova*, não sendo verificada qualquer vibração significativa em alta frequência.

Na Situação 3, há o aumento da magnitude da vibração, tanto na direção vertical, como na horizontal. Na direção vertical a magnitude da vibração continua na faixa do *não permitido*.

Na Situação 4, na direção horizontal observa-se que os picos discretos existentes na Situação 3 são envolvidos pela vibração aleatória de alta frequência, tornando difícil a distinção na análise no domínio da frequência, do ruído-caos. Na direção vertical observa-se que, após o terceiro harmônico, os picos foram suprimidos pelo ruído-caos, a aceleração na frequência de rotação alcança o seu maior valor a $4,0 \text{ m/s}^2$, permanecendo na faixa do *não permitido*.

A Tabela 4.3 apresenta um resumo dos resultados discutidos. Vê-se que, de uma maneira geral, as Normas detectam de forma adequada os defeitos introduzidos no experimento.

Tabela 4.3 – Resumo dos resultados obtidos para velocidade de 2700 RPM

Qualidade da vibração		
Direção	Horizontal	Vertical
Situação 1	<i>nova</i>	<i>tolerado</i>
Situação 2	<i>nova</i>	<i>não permitido</i>
Situação 3	<i>aceitável</i>	<i>não permitido</i>
Situação 4	<i>insatisfatória</i>	<i>não permitido</i>

Capítulo 5 – Caos nos resultados experimentais

Os defeitos em máquinas rotativas usualmente estão associados a não-linearidades que passam a ter influência efetiva na dinâmica do sistema. Visando avaliar essas características não-lineares dos sinais experimentais são levantados os máximos expoentes de Lyapunov, para cada uma das quatro situações simuladas no aparato experimental. Desta forma, pretende-se identificar as características não-lineares nas assinaturas dos sinais identificando, por exemplo, a presença do caos.

5.1 Considerações sobre os expoentes de Lyapunov

A mais forte característica do caos é a imprevisibilidade em um sistema determinístico. “Os engenheiros sempre souberam do caos: ele era chamado de ruído ou turbulência e o fator de segurança era usado para projetar nestas aparentes aleatoriedades desconhecidas que aparecem em todas as normas técnicas” Moon (1987). A experiência diária de que “causas pequenas têm efeitos pequenos” é inválida para sistemas caóticos.

Esta imprevisibilidade é refletida pelo que é chamado de “dependência sensível das condições iniciais”. Uma investigação mais cuidadosa desse fenômeno conduz a dois conceitos, que apesar de diferentes, estão relacionados. Um é a perda de informação relacionada com a imprevisibilidade, o que é quantificado pela entropia de “Kolmogorov-Sinai”. O outro conceito é a divergência exponencial de trajetórias vizinhas.

Os expoentes de Lyapunov quantificam esta divergência, avaliando a intensidade de caos. Estes expoentes não são de simples obtenção e os resultados são, freqüentemente, difíceis de interpretar. Em todo o caso, o expoente de Lyapunov é uma média sobre uma quantidade que pode apresentar fortes flutuações. Um sistema dinâmico possui um espectro de expoentes de Lyapunov de acordo com a sua dimensão. A existência de pelo menos um expoente positivo está associada ao caos. Portanto, o máximo expoente de Lyapunov, representado aqui por λ_{\max} , define se o sistema é caótico.

Apesar do sistema em questão apresentar características espaços-temporais, utiliza-se aqui o algoritmo de KANTZ [36] que considera dois pontos no espaço, x_{n1} e x_{n2} , que possuem a distância entre si dada por : $\|x_{n1} - x_{n2}\| \leq \epsilon_0$, sendo ϵ_0 muito pequeno. Chamando de d_n a distância a um tempo n entre duas trajetórias emergindo destes pontos, tem-se:

$$d_n = \|x_{n1} - x_{n2}\|$$

O expoente de Lyapunov λ é, então, determinado por :

$$d_n = \epsilon_0 e^{\lambda n}, \quad (5.1)$$

com $\lambda < 1$, e $\lambda > 1$.

Caso o expoente seja positivo, isto significa uma divergência exponencial de trajetórias vizinhas, caracterizando o caos. Naturalmente, duas trajetórias não se separaram além de determinado ponto e, portanto, a equação (5.1) é válida somente durante o tempo n , para o qual a distância d_n permanece pequena. De outra forma, há uma saturação da distância. Isto leva a uma definição matemática mais rigorosa, envolvendo o primeiro limite $\epsilon_0 \rightarrow 0$, de forma que um segundo limite possa ser definido, $\lambda \rightarrow \lambda$, sem envolver o efeito da saturação dos dados. Quando o máximo expoente de Lyapunov é negativo, tem-se a existência de uma solução periódica.

Caso um sistema predominantemente determinístico seja perturbado por um ruído aleatório, em pequena escala, isto é caracterizado por um processo de difusão com a distância d_n crescendo a proporção \sqrt{n} . Então, o máximo expoente de Lyapunov tende a infinito.

O expoente de Lyapunov tem a unidade do inverso do tempo e fornece uma escala típica de tempo para a convergência e divergência de trajetórias vizinhas. Note-se que o processo de coleta de dados não afeta os expoentes de Lyapunov. A razão básica é que eles descrevem um comportamento de longo prazo. Isto justifica o interesse neste

número, pois permite que o mesmo resultado seja alcançado, mesmo com diferentes observações [37].

Este trabalho utiliza o algoritmo de KANTZ [36] disponível no pacote TISEAN [38] e, para o seu uso, necessita efetuar a reconstrução do espaço de fase. A idéia básica da reconstrução do espaço de estado está calcada no fato de que um sinal contém informações sobre as variáveis não observadas do sistema. A técnica das coordenadas defasadas é uma das mais populares para este fim. Basicamente, ela reconstrói o estado a partir de uma série S_n ($n = 1, 2, \dots, N$), da seguinte forma:

$$u^n = [S_n, S_{n-m\tau}, S_{n-2m\tau}, \dots, S_{n-(D_e-1)m\tau}]$$

Onde $m\tau$ é o tempo de defasagem, sendo τ o intervalo da amostragem e m a posição na série e D_e é a dimensão de imersão.

Existem várias formas para avaliar os parâmetros de imersão τ e D_e . A técnica da Informação Mútua Média é uma boa alternativa para avaliar τ , enquanto a técnica dos falsos vizinhos próximos é uma boa alternativa para avaliar D_e [39].

Assim sendo, os expoentes de Lyapunov representam uma importante ferramenta de diagnóstico do caos. Quando um sistema apresenta um valor positivo, tem-se o caos. Se todos forem negativos, tem-se a resposta periódica, onde não ocorre a divergência entre órbitas vizinhas.

5.2 Aplicando o expoente a um sinal experimental.

Apesar das características espaços-temporais do sistema experimental, esta dissertação considera o máximo expoente de Lyapunov estimado pelo algoritmo de Kantz, como uma ferramenta para avaliar padrões na assinatura dos sinais considerados.

5.2.1 Situação 1 - Máquina nova (Rotor Balanceado e mancais novos)

Para análise nesta situação, é levantada a Informação Mútua Média, Figura 5.1, na qual verifica-se que tempo de defasagem é $\approx 10\pi t$, avaliado a partir do primeiro mínimo da curva e, através da técnica dos falsos vizinhos, se obtém a dimensão de imersão $D_e = 3$, Figura 5.2. Utilizando estas técnicas, encontram-se os parâmetros de reconstrução para estimar os Expoentes de Lyapunov. Apesar de ser difícil a conclusão a partir dos dados experimentais, nota-se que a Figura 5.3 tem uma característica horizontal, que está associada com expoentes nulos, relacionados com o movimento periódico.

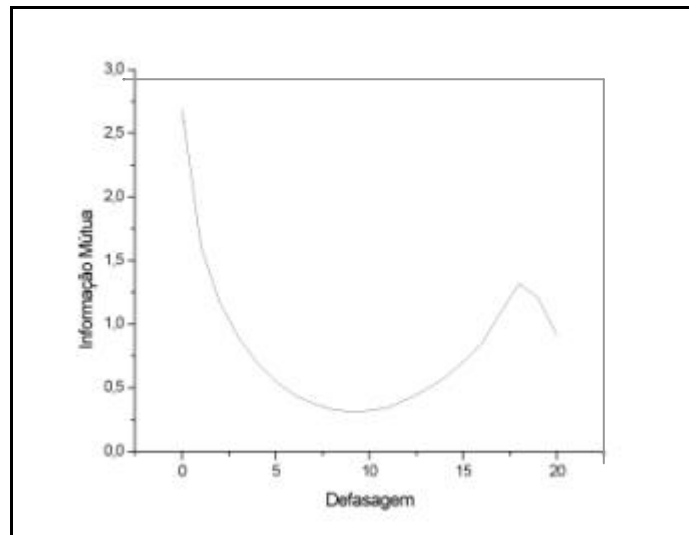


Figura 5.1 – Avaliação do tempo de defasagem - Situação 1



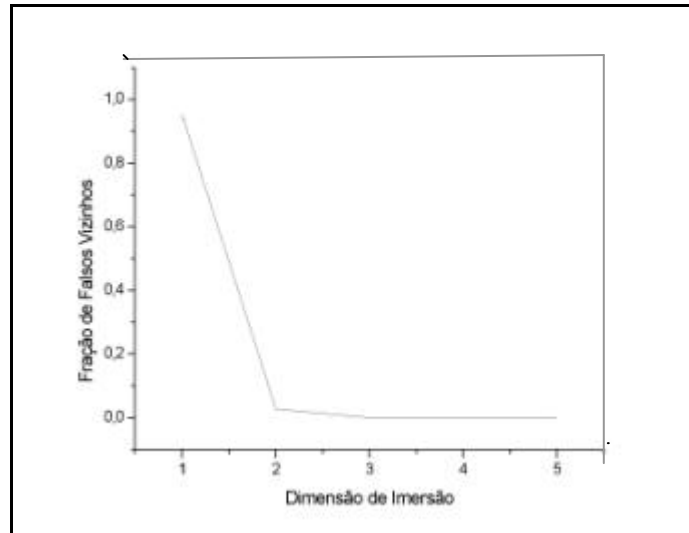


Figura 5.2 – Avaliação da Dimensão de Imersão - *Situação 1*

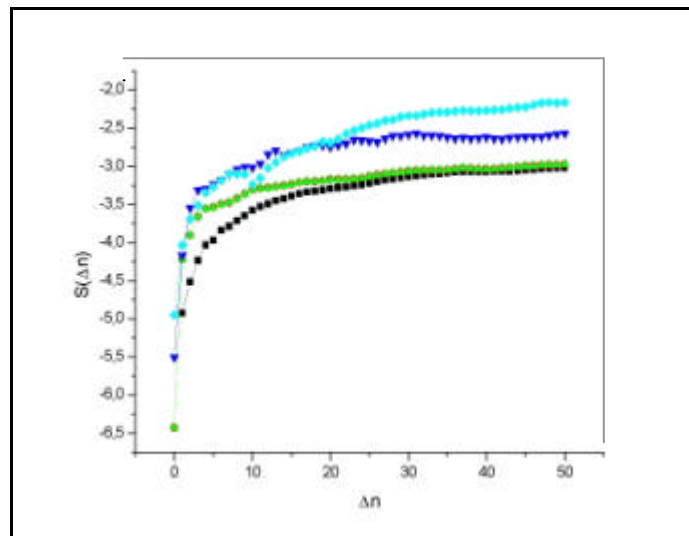


Figura 5.3 – Expoentes de Lyapunov - *Situação 1*

5.2.2 Situação 2 - Máquina nova desbalanceada

Os Expoentes de Lyapunov são utilizados para obter mais detalhes sobre o sinal obtido para a Situação 2. As Figuras 5.4 e 5.5 apresentam a determinação dos parâmetros de reconstrução, fornecendo o tempo de defasagem $\tau = 10$ e a dimensão de imersão $D_e = 3$, respectivamente. Estes valores são utilizados para estimar os Expoentes de Lyapunov, Figura 5.6. Novamente, observa-se na Figura 5.6 uma característica horizontal da curva, associada com expoentes nulos, relacionado com movimento periódico.

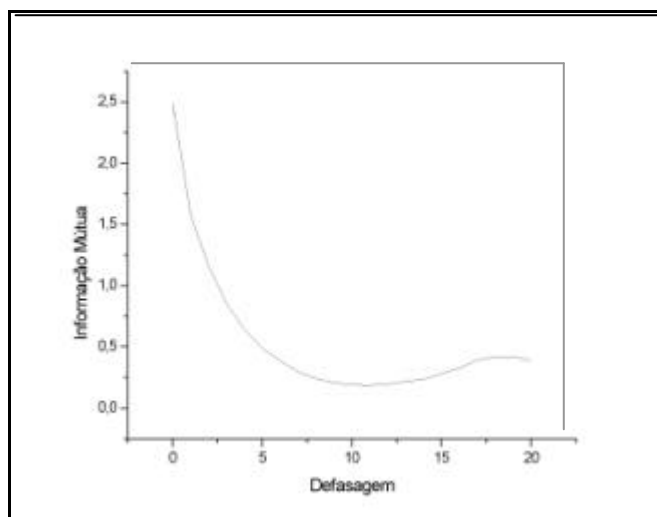


Figura 5.4 – Avaliação do tempo de defasagem - Situação 2

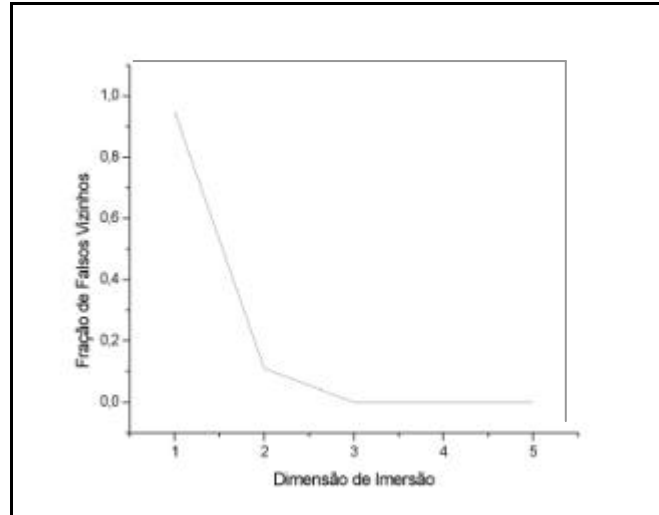


Figura 5.5 – Avaliação da Dimensão de Imersão - Situação 2

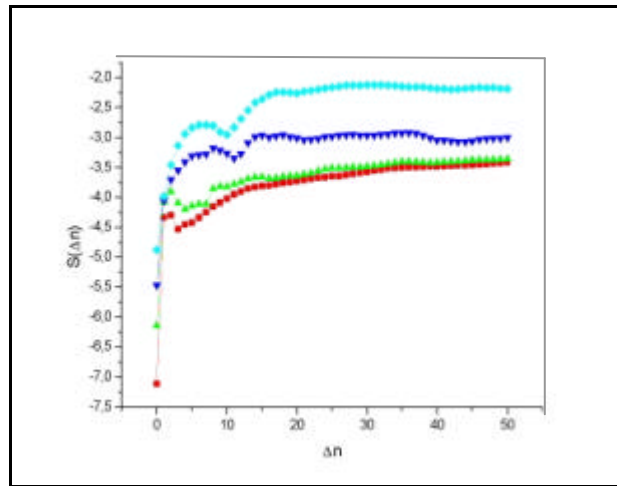


Figura 5.6 – Expoentes de Lyapunov - Situação 2

5.2.3 Situação 3 - Máquina com vida média.

A análise dos Expoentes de Lyapunov é realizada com auxílio dos parâmetros de reconstrução. As Figuras 5.7 e 5.8 apresentam a determinação destes parâmetros, o tempo de defasagem, $\tau \approx 10\tau$ e a dimensão de imersão $D_e \approx 5$, respectivamente. O crescimento da dimensão de imersão está relacionado com o aumento da complexidade do sinal. Note também que a Informação Mútua Média apresenta uma curva quase horizontal, o que dificulta a definição do seu primeiro mínimo. Os Expoentes de Lyapunov, Figura 5.9, também apresentam um comportamento diferente, a onde não existe uma curva horizontal bem definida.

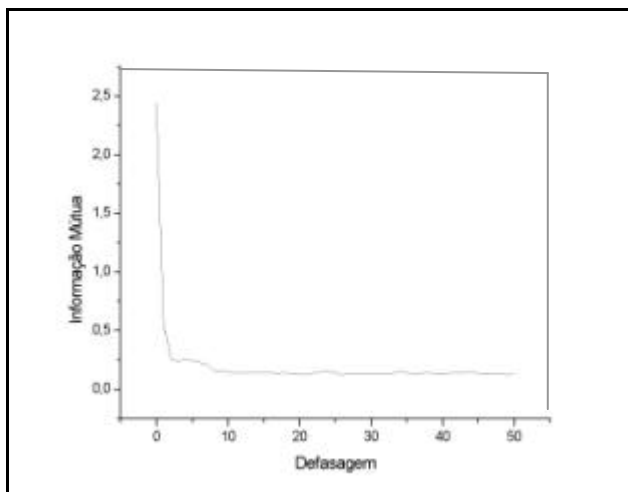


Figura 5.7 – Avaliação do tempo de defasagem - *Situação 3*

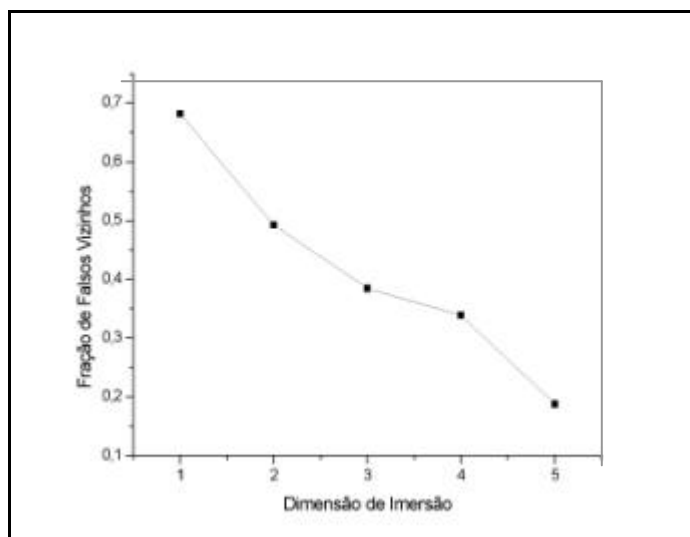


Figura 5.8 – Avaliação da Dimensão de Imersão - *Situação 3*

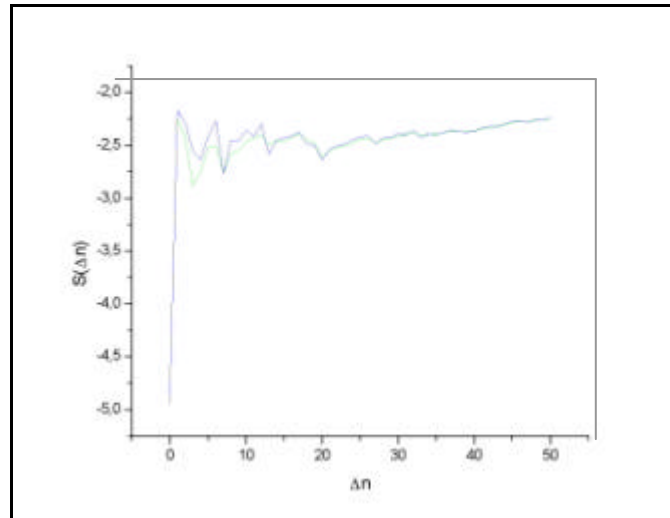


Figura 5.9 – Expoentes de Lyapunov - *Situação 3*

5.2.4 Situação 4 - Máquina precisando de reparo imediato.

Os Expoentes de Lyapunov são verificados com o objetivo de se obter mais detalhes sobre o sinal experimental. As Figuras 5.10 e 5.11, apresentam a determinação dos parâmetros de reconstrução, fornecendo o tempo de defasagem, $\tau \approx 25$ e a dimensão de imersão, $D_e \approx 2$, respectivamente. Agora, nota-se a curva da Informação Mútua, na Figura 5.10, paralela à abscissa e o decréscimo da dimensão de imersão. Os Expoentes de Lyapunov, Figura 5.12, nesta situação, apresentam inclinações positivas, indicando a característica caótica do sinal.

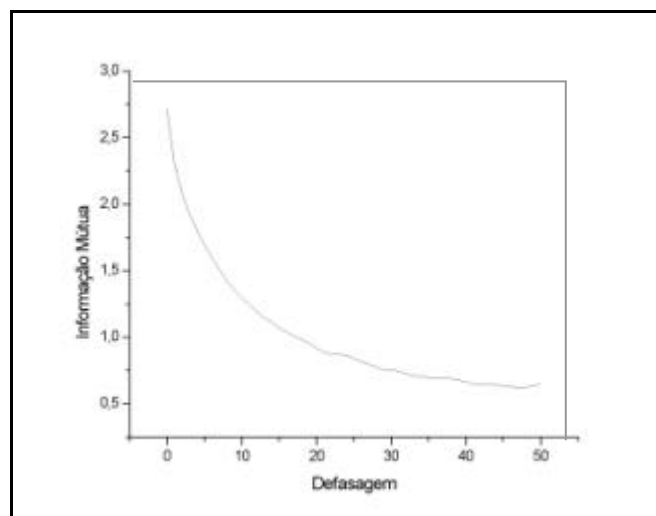


Figura 5.10 – Avaliação do tempo de defasagem - *Situação 4*

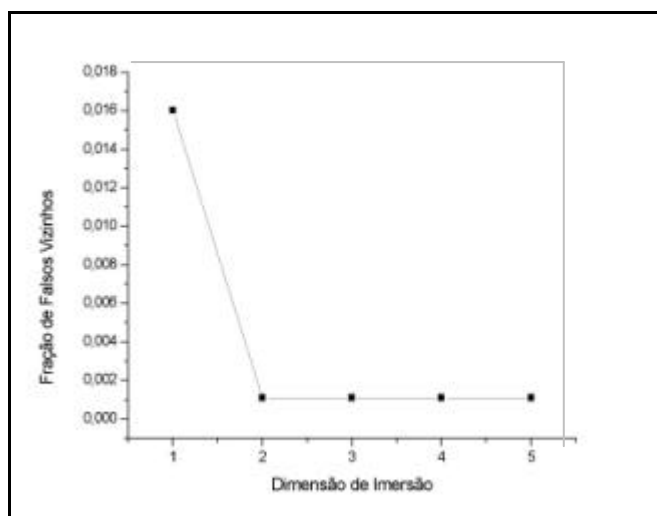


Figura 5.11 – Avaliação da Dimensão de Imersão - *Situação 4*

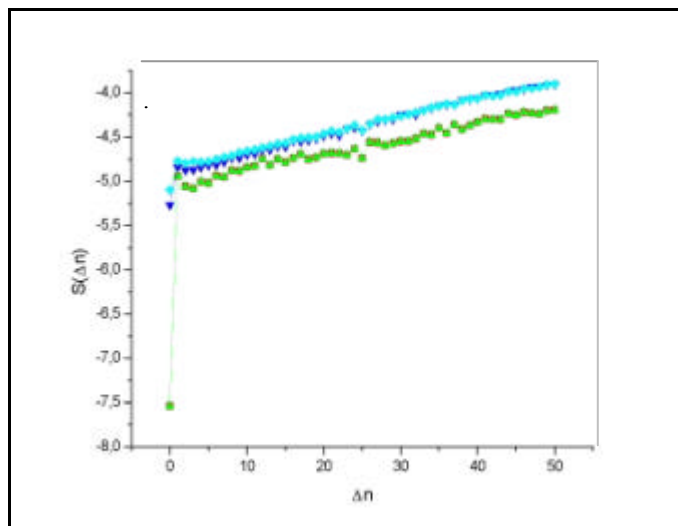


Figura 5.12 – Expoentes de Lyapunov - *Situação 4*

5.3 Considerações sobre os resultados

De modo geral, as avarias catastróficas que ocorrem em máquinas rotativas estão associadas ao caos. Porém, as análises no domínio do tempo e da frequência não possuem ferramentas apropriadas para quantificar a presença de caos nos sinais. Por outro lado, a verificação dos máximos Expoentes de Lyapunov, estimados pelo

algoritmo de Kantz, pode ser utilizada como uma ferramenta para avaliar a presença de caos nos sinais das quatro situações do aparato experimental.

A análise dos Expoentes de Lyapunov, para cada uma das quatro situações do aparato experimental, apresenta o aumento da complexidade do sinal experimental conforme as avarias são introduzidas no experimento e indica a característica caótica do sinal da máquina com severos problemas, Situação 4.

Capítulo 6 – Monitoração como ferramenta de manutenção

Os conceitos apresentados nos Capítulos anteriores, como o fenômeno do desbalanceamento, são utilizados como ferramenta de análise de problemas reais ocorridos em um diesel-gerador, marca Paxman, que possui um mancal de rolamento como suporte para o induzido do gerador. São apresentadas três situações diferentes, referentes à monitoração da vibração nos meses de junho e outubro de 1999 e agosto de 2000 e através da análise no domínio da frequência dos sinais são diagnosticados defeitos e realizados reparos até que a vibração medida seja compatível com a de *máquina nova*, segundo a Norma ISO 2372. Os fenômenos vibracionais referentes ao desalinhamento e ao desbalanceamento são analisados e suas características vibracionais diferenciadas.

6.1 Parâmetros utilizados na monitoração

Foram verificadas as vibrações do mancal de rolamento do lado não acoplado do diesel-gerador número 4 da Fragata Greenhalgh. A descrição detalhada do equipamento encontra-se no Apêndice B.

Para a monitoração dos níveis de vibração é utilizada a análise no domínio da frequência, sendo as vibrações obtidas por acelerômetros posicionados no sentido radial, representado por (DZ) e no sentido axial (DY), no mancal de rolamento do lado não acoplado do gerador. A monitoração da vibração é feita em duas condições: com o gerador fornecendo energia para o sistema, chamado “com carga”, ou simplesmente operando, sem alimentar o sistema, “sem carga”, em sua velocidade nominal de 1200 rotações por minuto (RPM).

Para melhor compreender os fenômenos envolvidos na análise, consulta-se o “Livro de Registro de Avarias do MCA-4”, instrumento utilizado pela guarnição do navio para registro de parâmetros e reparos efetuados. Os parâmetros utilizados para análise são os da Norma ISO 2372 Classe III.

6.2 Diagnóstico das avarias através da monitoração de vibrações

Visando diagnosticar defeitos do equipamento, a partir da análise de vibrações, é recomendável considerar as direções radial e axial em conjunto. Como as FFT originais são de difícil visualização, pois diferentes medições são sobrepostas em um único gráfico, para a dissertação utiliza-se o gráfico de barras para representar os espectros de vibração obtidos.

A Figura 6.1 apresenta a análise no domínio da frequência do sinal sem carga, comparando-se as vibrações nas direções radial e axial. No espectro observa-se que, para as frequências de 5 Hz e 20 Hz, as vibrações radiais são o dobro das vibrações axiais. De forma oposta, a 60 Hz e a 80 Hz, os segundo e terceiro harmônicos associados à velocidade de rotação, a vibração axial (DY) é maior que a vibração radial (DZ).

O desalinhamento, tal qual o desbalanceamento, causa uma vibração predominante na frequência de rotação do equipamento. Em muitos casos porém, diferentemente do desbalanceamento, o desalinhamento sempre é acompanhado por harmônicos, incluindo 2 ou 3 vezes a velocidade de rotação [5]. O espectro da Figura 6.1, apresenta a característica de possuir o segundo e o terceiro harmônico com amplitudes superiores ao fundamental, na frequência de rotação. Quando amplitudes relativamente altas de vibração são detectadas na direção axial, a causa pode ser desalinhamento angular do acoplamento, desalinhamento do mancal ou empeno do eixo, principalmente [5].

As vibrações de máquinas elétricas, como geradores, motores elétricos e alternadores, podem ter sua origem tanto em defeitos mecânicos, como em defeitos elétricos. Os defeitos mecânicos mais comuns, incluem o desbalanceamento, o desalinhamento, mancais defeituosos e parafusos frouxos. As vibrações que têm como origem defeitos elétricos são geralmente resultado de forças magnéticas desbalanceadas agindo no rotor ou no estator. Estas forças magnéticas desiguais podem ser devidas à fiação aberta ou em curto, desbalanceamento das fases, folga de ar entre o rotor e o estator não uniforme, entre outras causas. As frequências de vibração resultantes de problemas elétricos têm como frequência predominante a velocidade de rotação do equipamento e, portanto, podem ser confundidas com o fenômeno do desbalanceamento [5].

Um modo simples de verificar a origem de vibrações elétricas, é observar a mudança na amplitude de vibração no instante que a energia é desligada da unidade. Se a vibração desaparece no instante em que a energia é desligada, a vibração é, provavelmente, devida a problemas elétricos.

Na Figura 6.2 é apresentada a análise no domínio da frequência do sinal com carga. Observa-se que as vibrações estão dentro dos limites da faixa de máquina nova, com exceção de 60 Hz, na qual existe a amplitude RMS de velocidade de vibração de 67,35 mm/s. Esta medida apesar de ser, aparentemente, inaceitável, deve-se a interferência da frequência de alimentação do gerador, que é de 60 Hz na medição devendo ser desconsiderada. Isto mostra a necessidade de se conhecer as características do equipamento que está sendo analisado. No apêndice B são apresentadas as características relevantes do equipamento.

Na análise dos espectros de vibração, nas direções radial e axial, com e sem carga, Figuras 6.1 e 6.2, há indícios de existir desalinhamento entre o motor e o gerador ou afrouxamento da fixação do conjunto. Após inspeção visual do equipamento, desconsiderando as demais possibilidades de avarias, o desalinhamento é considerado como a principal causa da assinatura encontrada no espectro de vibração.

O desalinhamento é um problema extremamente comum, apesar da existência de dispositivos compensadores, como mancais auto-alinháveis e dos acoplamentos flexíveis, pois há dificuldades em alinharem-se dois eixos e seus mancais de forma que não haja forças que possam causar vibrações. O desalinhamento, mesmo em acoplamentos flexíveis, resulta em duas forças, axial e radial, que são responsáveis por vibrações axiais e radiais. A força e a quantidade de vibração gerada crescem com o crescimento do desalinhamento. Uma característica significativa do desalinhamento (e de eixos empenados) é que a vibração é notada nas direções radial e axial. Como resultado, a comparação das vibrações axiais é o melhor indicador para o desalinhamento. Basicamente existem dois tipos de desalinhamento, o angular, no qual as linhas de centro dos dois eixos se encontram em um ângulo, e o “off set”, no qual as linhas de centro são paralelas, mas deslocadas uma da outra [5]¹. Em geral, sempre que a amplitude das vibrações axiais for maior que a metade da maior vibração radial, (horizontal ou vertical), deve-se suspeitar de desalinhamento. O espectro de vibração apresentado na Figura 5.1 possui esta característica. Nota-se a partir da frequência de 30 Hz que as amplitudes RMS de velocidade de vibração da direção axial (DY) são

¹ Heinz P. Bloch & Fred K. Geitner – Machinery Failure Analysis and Troubleshooting – página 417

maiores que da direção radial (DZ), e nas frequências de 60 Hz e 80 Hz, possuem mais que o dobro da amplitude RMS de velocidade de vibração que os da direção radial.

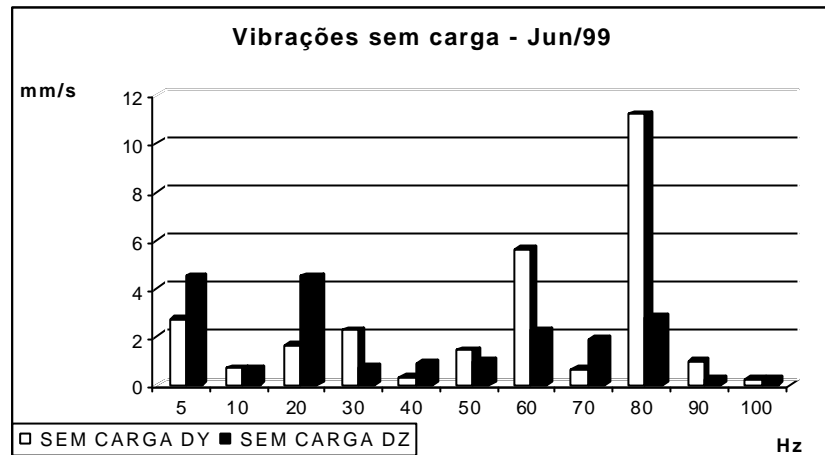


Figura 6.1 – Comparação entre a vibração radial e axial - sem carga

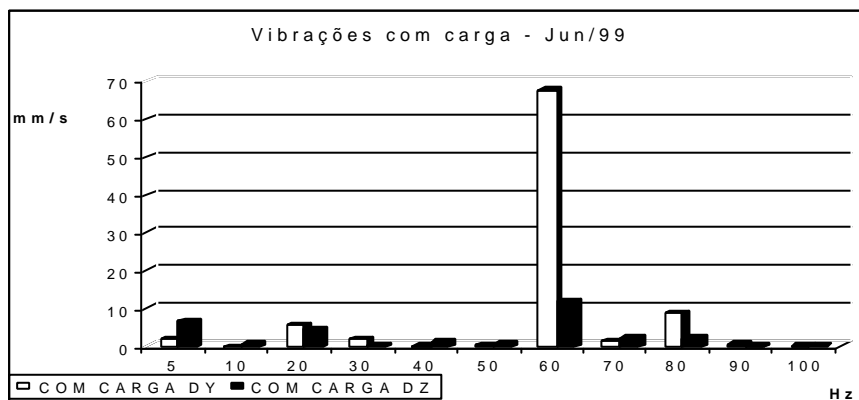


Figura 6.2 – Comparação da vibração radial e axial – com carga

Na ocasião da medição verificou-se o alinhamento mecânico do conjunto diesel-gerador, bem como, o aperto dos parafusos de fixação do conjunto na base. Após o alinhamento do conjunto diesel-gerador é de boa técnica verificar a deflexão do eixo de manivelas. Na ocasião, foram obtidos os valores da Tabela 6.1. As medidas de deflexão indicam que o alinhamento entre o motor diesel e o gerador está satisfatório

Tabela 6.1 – Medidas da deflexão do motor (Medidas em polegadas.)

Posição	1	2	3	4	5	6	7	8
45	0	0	0	0	0	0	0	0
90	- 0,0005	- 0,0005	0	0	0	0	- 0,0005	+ 0,0005
180	- 0,0001	- 0,0005	0	+ 0,0005	0	- 0,0001	- 0,0001	+ 0,0002
270	- 0,0005	+ 0,0001	+ 0,0005	+ 0,0001	+ 0,0005	+ 0,0001	0	+ 0,0001
345	0	+ 0,0001	+ 0,0005	+ 0,0001	+ 0,0005	+ 0,001	0	+ 0,0005

Após a realização do reparo, em outubro, são feitas novas medições dos níveis de vibração do conjunto. A Figura 6.3 apresenta a análise no domínio da frequência do sinal sem carga, comparando as vibrações radiais e axiais, e a Figura 6.4 apresenta a análise no domínio da frequência do sinal com carga, comparando as vibrações radiais e axiais. Os espectros de vibração mostram que as ações corretivas implementadas diminuíram as vibrações, em relação as medidas em junho, principalmente na direção axial. A análise dos espectros de vibração mostra que, tanto para a situação teste sem carga, Figura 6.3, como para o teste com carga, Figura 6.4, as vibrações preponderantes são na direção radial, o nível de vibração, segundo a ISO 2372, está na faixa do permitido, para a situação de teste sem carga. Quando o gerador começa a produzir energia elétrica para o navio, situação de teste com carga, verifica-se o aumento das vibrações para níveis inaceitáveis. Na frequência de 20 Hz observa-se a amplitude de 13,47 mm/s e na frequência de 60 Hz, a amplitude de velocidade chega a 26,19 mm/s. Como abordado anteriormente, este aumento dos níveis de vibração, que ocorre quando a carga é aplicada, são indícios de problemas no gerador. Como estas discrepâncias afetam principalmente a frequência de rotação, há indícios de desbalanceamento mecânico do induzido do gerador. Assim, deve-se levar em consideração que há interferência externa na medição para a frequência de 60 Hz, com carga. Esta análise recomenda que o induzido seja retirado para balanceamento em oficina, o que de fato foi feito em novembro de 1999.

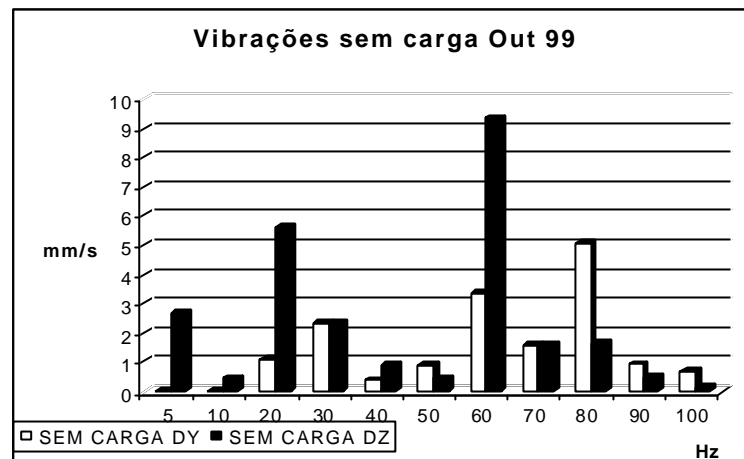


Figura 6.3 - Comparação da vibração radial e axial – sem carga

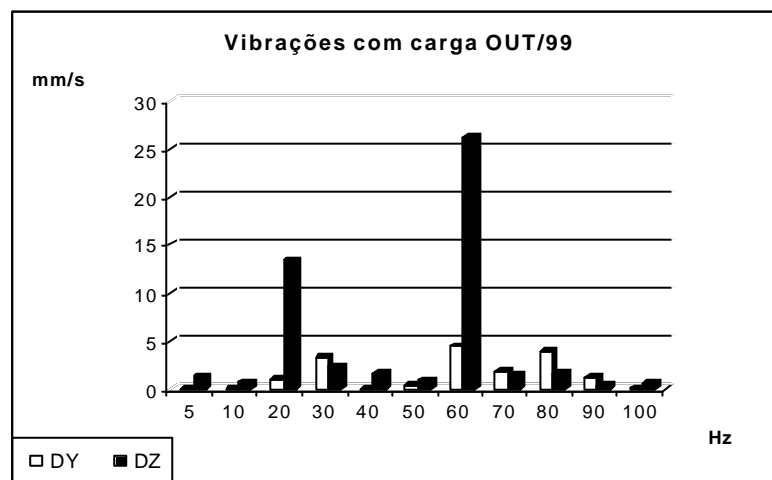


Figura 6.4 - Comparação da vibração radial e axial – com carga

Após o reparo (balanceamento do induzido e a ajustagem da faixa de carga do gerador), o equipamento foi posto novamente em funcionamento, e inicia-se novo ciclo de monitoração das vibrações do mancal do gerador. A Figura 6.5 apresenta a análise no domínio da frequência do sinal sem carga, em agosto de 2000 e a Figura 5.6 apresenta o espectro de vibração do sinal com carga, no mesmo período.

O nível de vibração apresentado para as duas situações de teste indica que o reparo realizado foi bem sucedido, havendo redução significativa dos níveis de vibração. A amplitude da velocidade na frequência de rotação, em outubro de 1999, que era de 6 mm/s, na direção radial, sem carga, passou a ser 3,5 mm/s em agosto de 2000. A amplitude de velocidade referente à frequência de 60 Hz, para a mesma condição de teste, baixou de 10 mm/s para 0,025 mm/s. Considerando a condição de teste com carga, a redução é ainda maior: na frequência de 20 Hz a magnitude reduziu de 14 mm/s para 1,5 mm/s, na direção radial e à frequência de 60 Hz de 30 mm/s para 0,7 mm/s. Nota-se, ainda, nos espectros de vibração, Figuras 6.5 e 6.6, que existem outras vibrações, de baixa amplitude, oriundas de outros componentes. De modo geral, estas não afetam a performance do equipamento. De acordo com a Norma ISO 2372, a vibração encontrada está na faixa de máquina nova.

Para a condição de teste sem carga, a vibração axial está maior do que a vibração radial, para frequências superiores a 40 Hz (primeiro harmônico associado à frequência de rotação). Isto indica que, ao se melhorar o alinhamento do conjunto diesel – gerador, estes níveis tendem a cair. Porém dada à dificuldade técnica de melhorar o alinhamento do conjunto, e devido aos níveis de vibração estarem na faixa boa, não foi sugerido qualquer reparo.

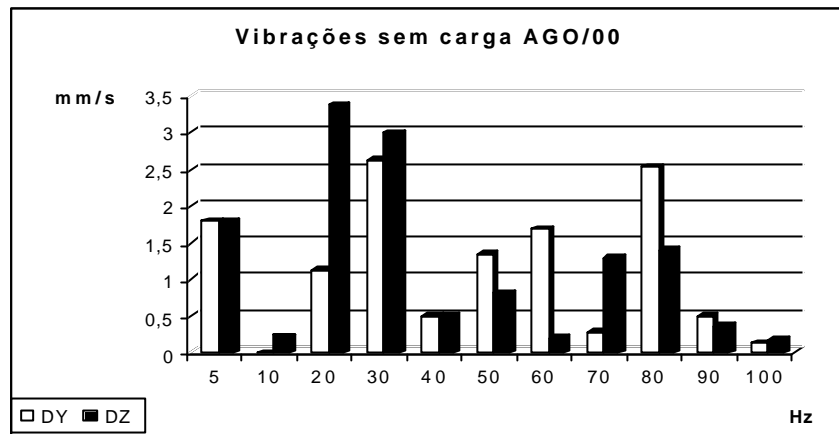


Figura 6.5 - Comparação da vibração radial e axial – sem carga

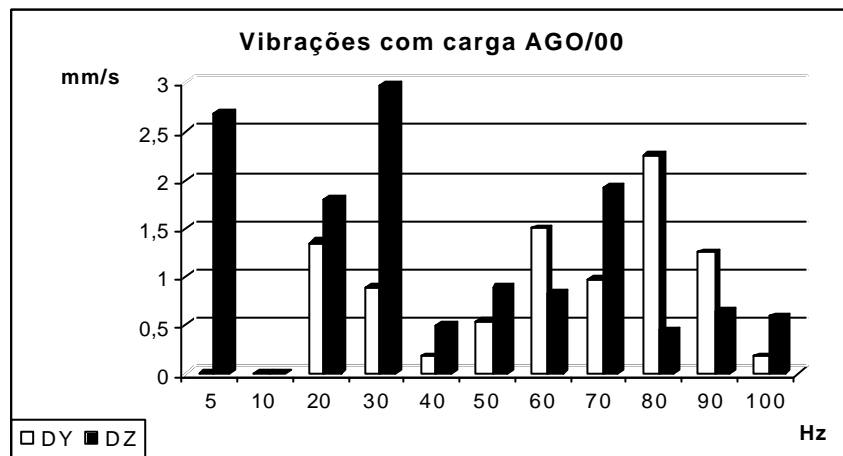


Figura 6.6 - Comparação da vibração radial e axial – com carga

Capítulo 7 – Conclusões e Sugestões

Este capítulo apresenta as conclusões sobre a monitoração de defeitos em sistemas rotativos, considerando situações distintas. Na primeira, considera-se um aparato experimental onde se simulam quatro situações: Situação 1, de máquina nova, Situação 2, de máquina nova desbalanceada, Situação 3, de máquina com vida média e Situação 4, de máquina precisando de reparo imediato. A segunda, por outro lado, se utiliza a monitoração da vibração como ferramenta de manutenção de um diesel-gerador.

A análise do experimento na bancada de teste de rotores, no Laboratório de Acústica e Vibração, mostra que à rotação de 1680 RPM (28Hz), abaixo da primeira velocidade crítica, os níveis de vibração na direção horizontal são maiores, em média dez vezes, do que na direção vertical. Na Situação 1 (rolamentos novos e rotor balanceado) observa-se que apenas a frequência de rotação é relevante no espectro de vibração. Quando o desbalanceamento é acrescentado no rotor, Situação 2, ocorre o aumento na magnitude da vibração da frequência de rotação, cerca de três vezes a magnitude da vibração da Situação 1, que segundo as Normas técnicas já é motivo de investigação das causas de tal aumento. O desbalanceamento também excitou a primeira frequência natural do sistema, porém para as frequências compreendidas entre 300 Hz e 1000 Hz, as mudanças nas amplitudes de vibração não são significativas, indicando que estas frequências não são influenciadas pelo desbalanceamento, ratificando a análise de que o desbalanceamento tem a vibração predominante na frequência de rotação do equipamento.

Na Situação 3, de máquina com vida média, observa-se que o aumento da folga radial do rolamento, com o rotor desbalanceado não causa mudança no espectro de vibração de 0 a 200 Hz, porém para frequências maiores do espectro de vibração, nota-se o aumento considerável na amplitude de vibração na faixa de 300 Hz a 2000 Hz, caracterizando que o aumento da folga interna no mancal de rolamentos excita ressonâncias do sistema.

Na Situação 4, de máquina precisando de reparo imediato, o aumento da folga radial do rolamento, mostra no espectro de vibração para frequências de 0 a 200 Hz a pouca influência do aumento da folga radial na amplitude da frequência de rotação.

Por outro lado, o excesso de folga excita tanto a primeira frequência natural, como o primeiro e segundo harmônicos, acarretando um aumento considerável das amplitudes no espectro de 300 Hz a 2000 Hz. Isto indica que o excesso de folga em um mancal de rolamento possibilita que impactos momentâneos entre os elementos rolantes e as pistas do mancal excitam frequências naturais de vários componentes do mancal. Normalmente, as frequências naturais destas partes são consideradas altas quando comparadas à rotação da máquina.

Por outro lado, aumentando a velocidade de rotação do eixo para 2700 RPM, no espectro de vibração para frequências de 0 a 1600 Hz, na Situação 1 (rotor balanceado e rolamentos novos) observa-se um pico a 892 Hz, com amplitude maior na direção vertical, fato também observado por ocasião do experimento na rotação de 1680 RPM. Este pico refere-se à frequência de ressonância das bilhas. A adição de uma força desbalanceadora colocada no disco do rotor, Situação 2, provoca o aumento da amplitude de vibração da frequência rotação, de modo semelhante ao ocorrido no experimento na velocidade de rotação de 1680 RPM. Porém, desta vez, observa-se um grande número de harmônicos, de baixa magnitude, da frequência característica do defeito. O pico a 892 Hz manteve a magnitude apresentada para a condição de rotor balanceado, reforçando a análise anterior.

Na Situação 3 (mancal de rolamento com a folga radial de 0,1 milímetro e rotor desbalanceado), no espectro de 0 a 200 Hz, a frequência fundamental e o primeiro e segundo harmônicos são modulados por bandas laterais. O espaçamento dos harmônicos é igual à frequência característica do defeito, que no experimento corresponde ao desbalanceamento dado no rotor. No espectro de 0 a 1600 Hz, a vibração de maior magnitude é encontrada na frequência fundamental, na direção horizontal. Na direção vertical, o primeiro e segundo harmônicos têm a mesma magnitude de vibração que a frequência fundamental, devido à força desbalanceadora atuando em conjunto com a folga radial excessiva do rolamento.

Já na Situação 4 (mancal com folga de 0,3 milímetro e rotor desbalanceado), a maior amplitude de vibração é encontrada na frequência de rotação, na direção vertical. Comparando estas medidas com as do rotor sendo testado a velocidade de rotação de 1680 RPM, observa-se que as medidas tomadas a 2700 RPM são várias vezes maiores que as tomadas a 1680 RPM. Isto se deve à condição de teste imposta ao sistema, próxima a frequência natural. O pico observado com o acelerômetro na horizontal,

aproximadamente 1600 Hz, deve-se à combinação da segunda frequência de ressonância do mancal e a frequência de passagem das bilhas ($700 \text{ Hz} + 890 \text{ Hz} = 1590 \text{ Hz}$), conforme observado por Vance [7]. O aumento da folga radial faz, para frequências maiores (300 Hz a 5000 Hz), que a vibração tenda a característica de ruído aleatório-caos e os picos discretos são abrangidos pelo ruído. Esta é uma característica da folga excessiva dada pelo desgaste abrasivo nos elementos internos do rolamento. Por outro lado, um problema associado ao uso da FFT como ferramenta de diagnóstico é a análise de sinais contaminados por ruído. A diferença, no espectro de vibração, entre o sinal caótico e o ruído, é bastante sutil, sendo necessárias outras ferramentas de análise, como os Expoentes de Lyapunov, porém não se deve desprezar a presença de caos nesta situação.

Para todas as quatro Situações de teste, na velocidade de rotação do eixo de 1680 RPM, as amplitudes de vibração encontram-se na faixa A, de máquina nova, porém uma análise posterior mostra que o aumento da magnitude da vibração de $0,025 \text{ m/s}^2$ para $0,080 \text{ m/s}^2$, da Situação 4, representa um aumento de 3,2 vezes. Tal fato indica uma piora das condições iniciais de funcionamento. As Normas aplicáveis recomendam dois critérios de avaliação da severidade da vibração, conforme abordado no Capítulo 2. O fato do primeiro critério ter dado resultados positivos, não implica que o segundo critério deva ser ignorado.

Para as Situações de teste na velocidade de rotação de 2700 RPM, deve ser levada em consideração que o sistema está sendo testado na condição de ressonância e que excitações indesejáveis podem estar contribuindo para o aumento da magnitude da vibração, pois os valores obtidos para as amplitudes de vibração na frequência fundamental (a frequência de rotação coincide com a primeira frequência natural do sistema) estão dentro dos limites recomendados pelas Normas Técnicas, quando testado a 1680 RPM.

Observando a evolução da vibração, conclui-se que o efeito do desbalanceamento no disco do rotor afeta principalmente a amplitude de vibração da frequência de rotação. Conforme se aumenta a folga radial interna do mancal de rolamento começam a aparecer frequências naturais excitadas pelos impactos internos dos elementos do rolamento, com bandas laterais em torno das frequências naturais, bem como frequências características dos defeitos dos componentes do rolamento. Quando a folga atinge a condição limite há tendência ao colapso, a amplitude da frequência de rotação

crece e componentes devidos às frequências naturais são abrangidos pelos ruídos de banda larga de frequência e pelo sinal caótico.

As causas da instabilidade na dinâmica da rotação não estão associadas ao desbalanceamento do rotor, mas geralmente estão associadas com a não-linearidade existente no mancal de rolamento. A presença de folga excessiva em mancal causa severa não-linearidade. Primeiramente o fenômeno se apresenta na forma da descontinuidade da rigidez, porém as respostas do sistema com folga no mancal dependem de parâmetros como amortecimento, rigidez e massa desbalanceada. O espectro toma a forma de vibração aleatória-caótica, que caracteriza o espectro vibracional para esta situação de teste. De modo, que não se deve desconsiderar a presença de regime caótico na simulação e outras técnicas devem ser utilizadas para esta verificação, como os Expoentes de Lyapunov.

Os Expoentes de Lyapunov não são de fácil obtenção, principalmente em sinais experimentais e sistemas com características espaço-temporais. No entanto, apesar desta dificuldade, os Expoentes podem definir características importantes da assinatura do sinal. Neste trabalho, utilizou-se o algoritmo de KANTZ [36] para se estimar o seu máximo valor. A reconstrução espaço de estado, utiliza a técnica de coordenadas defasadas e a determinação dos parâmetros de imersão é feita a partir dos Falsos Vizinhos e da Informação Mútua Média. Nas *Situações 1 e 2*, de máquina nova e máquina nova desbalanceada, verifica-se que as curvas apresentam expoentes nulos, que estão relacionados com o movimento periódico. Na *Situação 3*, nota-se que a curva apresenta um comportamento diferente, não se podendo afirmar que a curva é paralela à abscissa. Já na *Situação 4* na qual foram impostas não-linearidades, os Expoentes de Lyapunov apresentam inclinações positivas, indicando a característica caótica do sinal. De modo que não se pode ignorar a presença de caos nos sinais.

A monitoração como ferramenta de manutenção, apresenta a evolução do espectro de vibração, em diferentes períodos de um diesel-gerador, onde a análise dos sinais conduz aos reparos realizados. A medida radial, de junho de 1999, com carga a 60 Hz, apresenta um pico seis vezes maior que a medida tomada sem carga, indicando problemas de interferência externa na medida obtida, quando o gerador alimenta a planta. Inicialmente, o fenômeno do desalinhamento mecânico é apresentado. Através da análise do espectro de vibrações, comparando as vibrações com acelerômetros instalados nas direções radial e axial, verifica-se que as baixas frequências, até 20 Hz,

as vibrações radiais são o dobro das vibrações axiais. De forma oposta, no segundo e terceiro harmônicos, a magnitude da vibração axial é maior que as vibrações radiais, indicando a possibilidade de haver desalinhamento entre o conjunto motor-gerador. Posteriormente, apresenta-se o fenômeno do desbalanceamento caracterizado pela elevada amplitude de vibração na frequência de rotação do equipamento.

A monitoração da vibração mostra como a análise dos sinais de vibração pode ser difícil e, por vezes, as soluções são conseguidas paulatinamente com custos elevados. Saber extrair das informações dadas pelo operador do equipamento, dados relevantes para análise, é o início do caminho que deve ser percorrido até a definição dos defeitos existentes no equipamento. No primeiro reparo, foram feitos, apenas, o alinhamento do conjunto, com o reaperto dos parafusos de fixação. Foi necessária nova paralisação do equipamento em outubro de 1999, para a retirada e reparo do induzido do gerador. Desta feita, além do reparo elétrico dos campos do induzido, realizou-se o balanceamento do rotor em oficina, diminuindo sensivelmente os níveis de vibração medidos. Quando posto em funcionamento, o equipamento apresentou níveis de vibração de máquina nova, estando apto para o funcionamento contínuo.

Enfim, este trabalho apresenta, além das ferramentas usuais de análise do espectro de vibração, (85% dos problemas que ocorrem em máquinas rotativas podem ser identificados a partir da análise no domínio da frequência) [5], uma outra ferramenta para a análise de sinais complexos, através dos Expoentes de Lyapunov, definindo características importantes da assinatura do sinal.

A dissertação analisa, também, as principais causas de vibrações indesejadas em sistemas mecânicos rotativos. A compreensão dos fenômenos envolvidos e suas características vibracionais fornecem a base para o emprego da monitoração da vibração como ferramenta de manutenção.

7.1 Sugestões

A tese pesquisou o efeito do aumento da folga radial interna em um mancal de rolamento. Foram criadas duas situações: uma com rolamento com folga interna de 0,1 mm e outra com a folga aumentada para 0,3 mm. Ao que parece, a folga do rolamento poderia ser aumentada ainda mais e defeitos localizados poderiam ter sido inseridos nos elementos do rolamento, como o puncionamento aplicado em uma bilha, ou mesmo a sua remoção

Como sugestão de estudos futuros, pode-se verificar o caso limite, quando o colapso do rolamento for iminente. Nesta situação pode ser verificada a evolução do espectro de vibração, desenvolvendo uma análise não-linear e comparando diferentes situações, de forma a prever o caso limite, próximo ao colapso. Outras ferramentas de análise podem ser empregadas, comparando a sua eficiência com a análise no domínio da frequência.

O estudo de fenômenos relacionados com mancais de rolamentos é um campo vasto, no qual existem inúmeras possibilidades e há carência de especialistas no mercado de trabalho.

Na Figura A1 os seguintes parâmetros são representados:

- Velocidade de rotação da pista interna - $\omega_i = 2700 \text{ RPM}$
- Diâmetro da pista interna - $D_i = 11,8 \times 10^{-3} \text{ metros}$
- Diâmetro da pista externa - $d_e = 19 \times 10^{-3} \text{ metros}$
- Diâmetro da esfera - $D_w = 3,6 \times 10^{-3} \text{ metros}$
- Diâmetro Primitivo - $d_m = 15,4 \times 10^{-3} \text{ metros}$
- Velocidade do ponto de contato da pista interna em relação à pista externa - v_i
- Velocidade do centro do elemento rolante em relação a pista externa - v_m

A1 Defeito na pista externa:

O defeito da pista externa é dado pela frequência de passagem (f_e) de “n” elementos rolantes pelo defeito da pista.

A velocidade do ponto de contato da pista interna em relação à pista externa é dada por:

$$v_i = \omega \frac{D_i}{2} - \omega \frac{d_m + D_w \cos \alpha}{2}$$

$$v_m = \frac{v_i}{2} \quad \text{e} \quad v_m = \omega \frac{d_m + D_w \cos \alpha}{2}, \quad \text{como} \quad \omega = \frac{2700}{60} \text{ rpm}$$

$$v_m = \frac{2700}{60} \text{ rpm} \frac{1}{4} (d_m + D_w \cos \alpha)$$

A frequência de passagem é dada por: $f_e = \frac{v_m}{d_m}$

$$f_e = \frac{\frac{2700}{60} \text{ rpm} \frac{1}{4} (d_m + D_w \cos \alpha)}{d_m} \quad \text{e} \quad f_e = \frac{1}{2} \frac{2700}{60} \text{ rpm} \frac{1}{4} \frac{D_w \cos \alpha}{d_m}$$

De modo que a frequência de passagem de “n” elementos rolantes pelo defeito da pista externa é dada por:

$$f_{en} = \frac{n}{2} \frac{rpm}{60} \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \phi \right)$$

Para o rolamento SKF 608Z, tem-se;

$$f_e = \frac{7}{2} \frac{2700}{60} \left(1 - \frac{3,6}{15,4} \cos 0 \right) \quad ? \quad f_e = 120,68 \text{ Hz}$$

A2 Defeito na pista interna:

O defeito na pista interna é dado pela frequência de passagem de “n” esferas no defeito da pista interna. A velocidade do ponto de contato da pista interna é:

$$v_e = \omega \frac{d_e}{2}, \text{ então } v_e = \frac{2}{60} \frac{rpm}{?} \frac{d_m - D_w \cos \phi}{2}$$

$$\text{Como } v_m = \frac{v_e}{2} \text{ então } v_m = \frac{2}{60} \frac{rpm}{?} \frac{d_m - D_w \cos \phi}{4}$$

A frequência de passagem é dada por : $f_i = \frac{v_m}{d_m}$

$$f_{in} = \frac{n}{2} \frac{rpm}{60} \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \phi \right)$$

$$f_i = \frac{v_m}{d_m} \cdot \frac{\frac{2}{60} \cdot rpm \cdot \frac{d_m}{4} \cdot D_w \cos \alpha}{d_m}, \quad \text{logo o defeito na pista externa}$$

é dado por:

$$f_i = \frac{n}{2} \cdot \frac{rpm}{60} \cdot \frac{1}{d_m} \cdot \frac{D_w}{2} \cos \alpha,$$

$$f_i = 194,31 \text{ Hz.}$$

A3 Defeito em uma bilha:

Considerando os seguintes parâmetros:

ω - Velocidade angular da pista interna em relação à pista externa, dada por:

$$\omega = rpm \cdot \frac{2}{60}$$

Frequência de rotação de uma bilha em relação à normal do ponto de contato:

$$f_b = \frac{\omega}{2}, \quad \text{porém} \quad \omega = \frac{\omega}{2}$$

A condição cinemática de rolamento da bilha, sendo ω é a velocidade angular da bilha em relação à normal no ponto de contato:

$$\frac{d_e}{2} \omega = \frac{D_w}{2} \omega = \omega = \frac{d_e}{D_w} \omega = \omega = \frac{d_e}{D_w} \frac{D_i}{2d_m}$$

$$f_b = \frac{v_m}{2d_m} = f_b = \frac{1}{2} \frac{d_e}{D_w} = f_b = \frac{1}{2} \frac{d_m + D_w \cos \alpha}{D_w} \frac{2v_m}{d_m}, \text{ como;}$$

$$v_m = \frac{2\pi}{60} \text{rpm} \frac{d_m + D_w \cos \alpha}{4}, \text{ logo;}$$

$$f_b = \frac{1}{2} \frac{d_m + D_w \cos \alpha}{D_w d_m} \frac{2\pi}{60} \text{rpm} \frac{d_m + D_w \cos \alpha}{4} =$$

$$f_b = \frac{1}{2} \frac{\text{rpm}}{60} \frac{d_m^2 + D_w^2 \cos^2 \alpha}{d_m D_w}$$

arrumando de forma conveniente temos: $f_b = \frac{1}{2} \frac{\text{rpm}}{60} \frac{d_m}{D_w} \frac{d_m^2 + D_w^2 \cos^2 \alpha}{d_m^2}$

e finalmente chega-se a expressão da frequência de passagem de um defeito na bilha pelo ponto de contato:

$$f_b = \frac{1}{2} \frac{\text{rpm}}{60} \frac{d_m}{D_w} 1 \frac{D_w^2}{d_m^2} \cos^2 \alpha$$

A4 Defeito na Gaiola:

Sendo f_g - velocidade angular da gaiola dado por: $f_g = \frac{v_m}{2d_m}$

Substituindo v_m na expressão acima temos: $f_g = \frac{v_m}{2d_m}$

Substituindo v_m na expressão acima tem-se: $f_g = \frac{1}{2} \frac{rpm}{60} \frac{d_m}{D_w} \cos \alpha$ e

finalmente: $f_g = \frac{1}{2} \frac{rpm}{60} \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha$

A5 Frequência de Variação de Concordância:

De acordo com Mevel e Guyader [25] quando um mancal de rolamento está sujeito a uma carga radial, um tipo de excitação de vibração aparece: os esforços nas bilhas são função da posição angular da gaiola, e a rigidez do conjunto varia continuamente. Este fenômeno gera as chamadas vibrações “V. C.” (Variance Compliance), devido à variação de concordância do mancal. A teoria de contato Hertziano fornece para contato linear, uma relação quase-linear entre a força e o deslocamento, mas existe outra causa de não-linearidade que é a variação do número de elementos rolantes na zona de carga.

Em qualquer mancal a excitação primária ocorre na frequência de rotação do eixo, entretanto com mancal de rolamento a vibração de rotação do eixo é suplementada pela vibração oriunda das partes do mancal. [31]. A geometria do mancal deve ser levada em consideração, isto inclui o número de esferas, o diâmetro das esferas, a distância entre duas esferas opostas e o ângulo de contato. Estas condições determinam o número característico do rolamento, chamado de “Bearing Nunber” (BN) [26]. Para o rolamento NSK 608 Z tem-se:

$$w_{gaiola} = w_{rotor} \frac{r_i}{r_o}, \text{ onde;}$$

r_i - raio da pista interna, $r_i = \frac{D_i}{2}$ e r_o - raio da pista externa, $r_o = \frac{D_e}{2}$

O número característico do rolamento é dado por:

$$BN = \frac{r_i}{r_i - r_o} n, \text{ onde } n \text{ é o número de bilhas.}$$

Para experimento $BN = 2,6817$

A Frequência de Variação de Concordância é dada por:

$$w_{vc} = w_{rotor} \cdot BN$$

$$= 120,67 \text{ Hz}$$

A6 Cálculo da Frequência de ressonância das bilhas:

De acordo com [34]³, a frequência de ressonância das bilhas, em Hertz, pode ser calculada por f_k , onde d é o diâmetro da bilha:

$$f_k = \frac{3000}{d}, \quad f_k = 833,33 \text{ Hz},$$

³ Arthur P. Ripper – Monitoração e Diagnostico de Máquinas – página 5-29

Apêndice B – Descrição do Equipamento

O equipamento do Capítulo 6 consiste de um motor diesel de 16 cilindros que através de um acoplamento flexível transmite movimento ao induzido do gerador. O gerador fornece 1250 KVA a planta, ou seja, sob condições normais de navegação é capaz de manter a energia necessária ao funcionamento do navio.

O conjunto possui velocidade constante de 1200 rotações por minuto, mantida por um controlador eletrônico de velocidade no motor diesel .

B1 Descrição do motor diesel:

O “BooK of Reference 6561” [40] descreve o motor diesel Paxman Ventura 16 YJCZ que é utilizado nas Fragatas tipo 42.

O motor Ventura classe YJ é um motor de combustão interna de 4 tempos, com injeção direta, turbo carregado que utiliza ar resfriado. A carcaça é um monobloco construído de aço e ferro fundido. As Figuras B1 e B2 apresentam os principais componentes do motor diesel. A metade inferior da carcaça é dividida em compartimentos que sustentam os mancais principais e o eixo de manivelas. A carcaça é ajustada com camisas cilíndricas de cromo. Cada camisa de cromo é selada em sua parte superior por uma junta de aço inoxidável e um “o ring” de silicone. As paredes da carcaça possuem canais de resfriamento por água.

O eixo de manivelas é uma peça única completamente usinada de aço forjado endurecido. Os moentes são endurecidos por nitretação. O balanceamento dinâmico do eixo de manivelas é obtido por adição de massas ajustadas no contra peso. Os dez mancais principais são ajustados e lubrificados por óleo lubrificante a alta pressão.

Dois amortecedores viscosos são fixados no flange da parte livre do eixo de manivelas e na carcaça do motor do lado não acoplado, a fim de minimizar as vibrações do motor. A ponto de recomendar-se que o motor não seja posto em funcionamento sem que os amortecedores viscosos estejam operando corretamente, sob o risco de danificar o eixo de manivelas. Cada amortecedor consiste de um membro de inércia suportado por um mancal de material sintético em um alojamento e é enclausurado por uma tampa aparafusada e selado por “o rings”. A representação esquemática deste acessório é

apresentada na Figura B3. A folga entre o membro de inércia e o alojamento é preenchida com fluido de silicone de alta viscosidade. A vida operacional do amortecedor é dependente das condições do fluido de silicone. Existem drenos que são ajustados na tampa para possibilitar que amostras do fluido sejam tiradas para análise.

Durante as operações normais, tanto o alojamento como o membro de inércia revolvem a mesma velocidade. Na velocidade crítica, o eixo de manivela vibra e o alojamento segue o movimento vibratório do eixo. O membro de inércia entretanto, tende a girar uniformemente e então ocorre um movimento relativo entre os dois componentes, causando a divisão do filme do líquido viscoso e a formação de forças cisalhantes opostas que tendem a amortecer a vibração.

Dados técnicos :

Aspiração pressurizada

Numero de cilindros:	16, (2 bancadas de 8 cilindros)
Dimensão nominal do cilindro:	
Bore:	195, 85 milímetros
Stroke:	215,90 milímetros (8,5 polegadas)
Movimento do pistão por cilindro:	6571 centímetros cúbicos
Relação de compressão:	13:1
Peso pistão:	62 quilos
Direção de rotação:	Sentido horário (olhando da parte não acoplada para vante)
Peso:	8880 quilos
Altura:	2,515 metros
Largura:	1,829 metro
Comprimento	3,302 metros
Combustível – especificação:	Diesel 91 – 4 (47-20 grau)
Consumo de combustível:	227 Kg / h
Temperatura dos gases da exaustão:	650 graus centígrados

B2 Descrição do Gerador:

O gerador de 1250 KVA, 450V, 60 Hz, trifásico foi projetado para trabalhos contínuos, em condições ambientais adversas, apresentado na Figura B3. O gerador possui somente um mancal de rolamento e é acoplado diretamente ao flange do motor diesel. Neste mancal são posicionados os acelerômetros para a monitoração da vibração, conforme apresentado no Capítulo 5.

A excitatriz principal é suportada pelo eixo principal em uma extensão além do mancal externo, com o retificador rotativo e montagem de resistências ajustada do lado de fora da armadura da excitatriz principal. A excitatriz principal, o retificador e o grupo de resistências são completamente protegidos por uma carcaça comum aparafusada no suporte externo, notar na Figura B4.

Uma excitatriz auxiliar é montada no exterior da carcaça e é movimentada pela ponta do eixo principal.

O gerador, a excitatriz principal, e o grupo de retificadores são resfriados por um circuito fechado de ar usando a água do mar como fluido refrigerante do ar.

O processo de geração da máquina é projetado para produzir uma auto-sustentação no modo de operação, isto é, ser capaz de trabalhar independente de qualquer origem de potência.

B3 Princípio de funcionamento:

Quando o gerador atinge a velocidade de funcionamento a excitatriz auxiliar é auto-excitada por um campo magnético permanente e produz uma corrente alternada que alimenta um regulador automático de voltagem (AVR). O AVR aplica esta corrente no campo da excitatriz principal e retifica a corrente de saída. O nível da voltagem que alimenta a excitatriz principal é dependente do nível de voltagem sensível que é produzido pelo AVR do gerador.

A corrente alternada trifásica produzida pela armadura da excitatriz principal é retificada por um grupo retificador montado no eixo do rotor. A corrente contínua resultante produz a corrente de excitação do gerador principal e, é fornecida para o campo do rotor via cabos passando através do diâmetro no eixo

do rotor. A corrente trifásica principal é fornecida, então, do estator do gerador principal. Devido à queda na voltagem quando o gerador está com carga, a mudança na voltagem faz com que o AVR responda imediatamente estabilizando a voltagem.

Dados técnicos:

Rating :	1250 KVA
Voltagem :	450V
Frequência:	60 Hz
Velocidade:	1200 revoluções por minuto
Numero de fases:	3
Numero de pólos:	6
Isolamento Classe:	B
Peso completo:	7983 quilos
Peso do rotor:	2197 quilos
Mancal do rolamento:	Auto-alinhavel – Tipo SKF RJS 0269/950/2101

B4 Figuras esquemáticas:

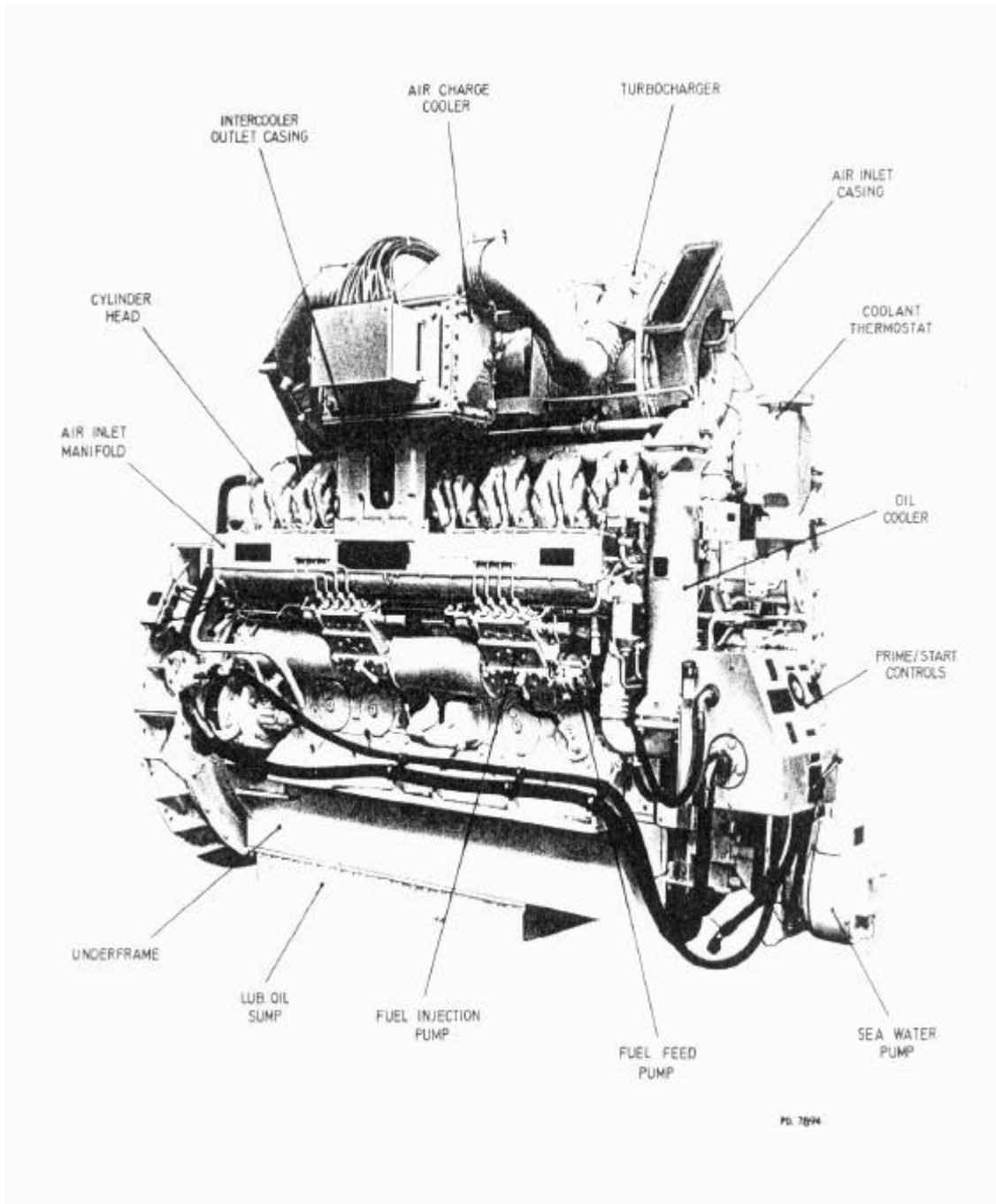


Figura B1 - Motor diesel - lado não acoplado

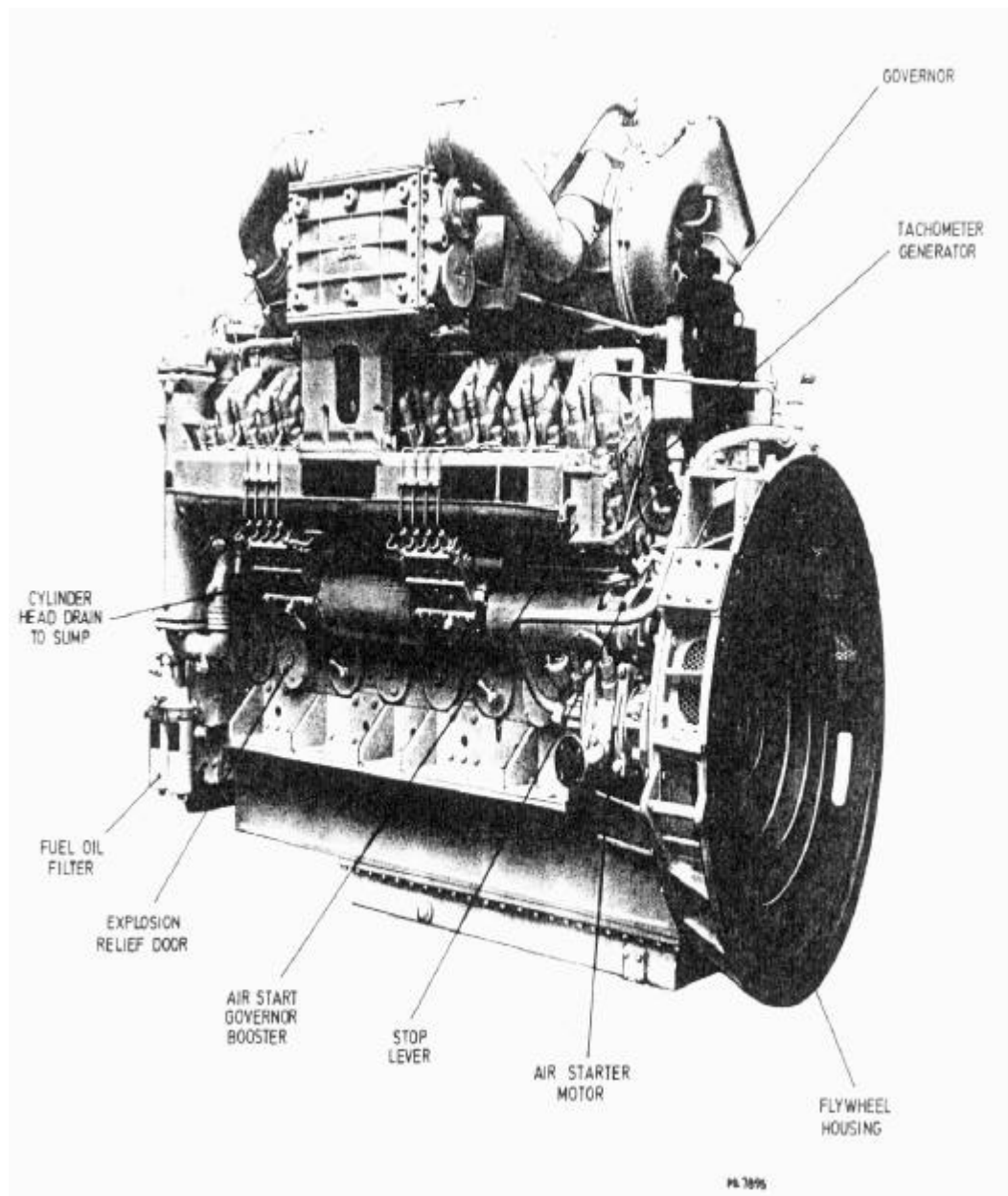


Figura B2 - Motor diesel – lado acoplado

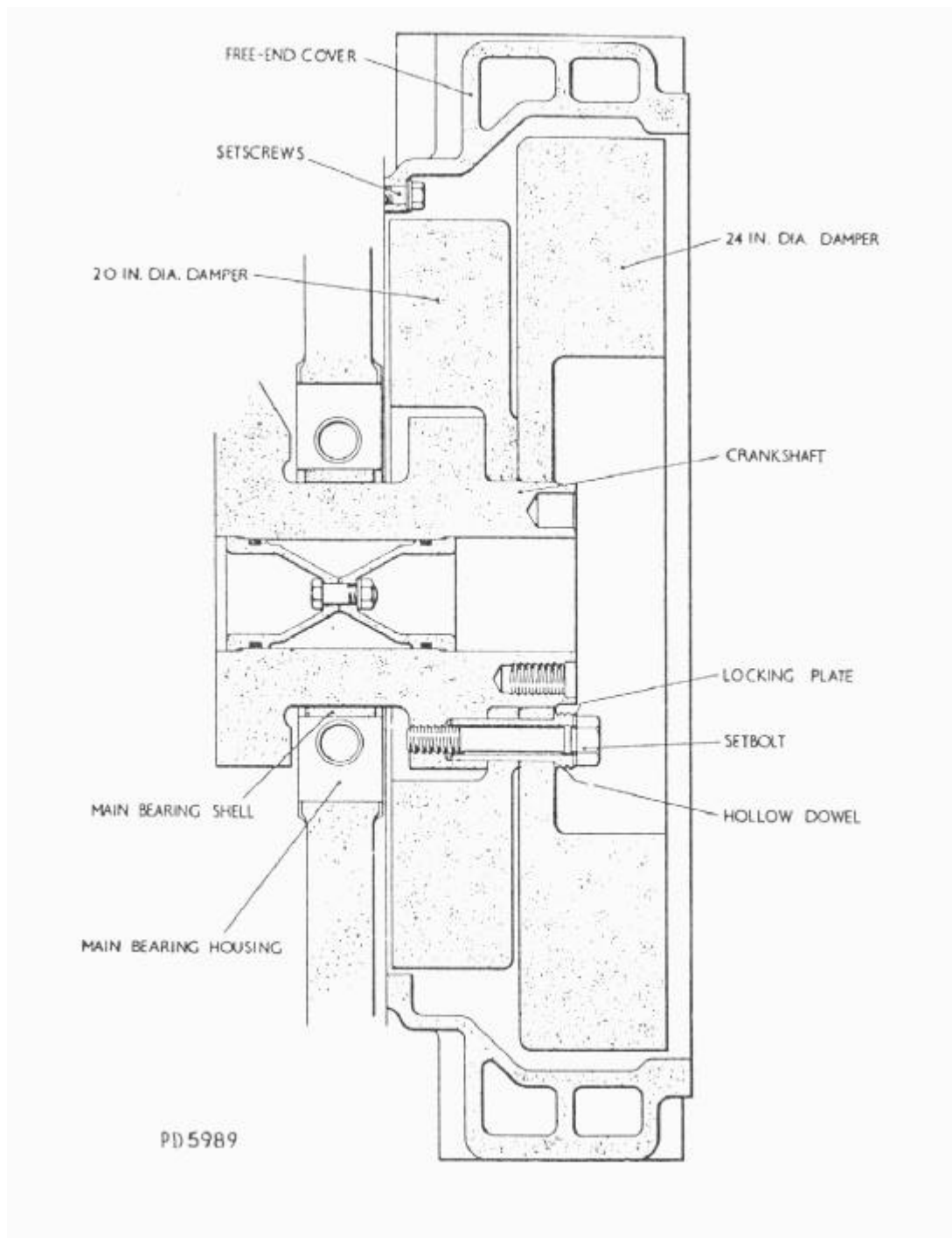


Figura B3- Representação esquemática do amortecedor de vibrações

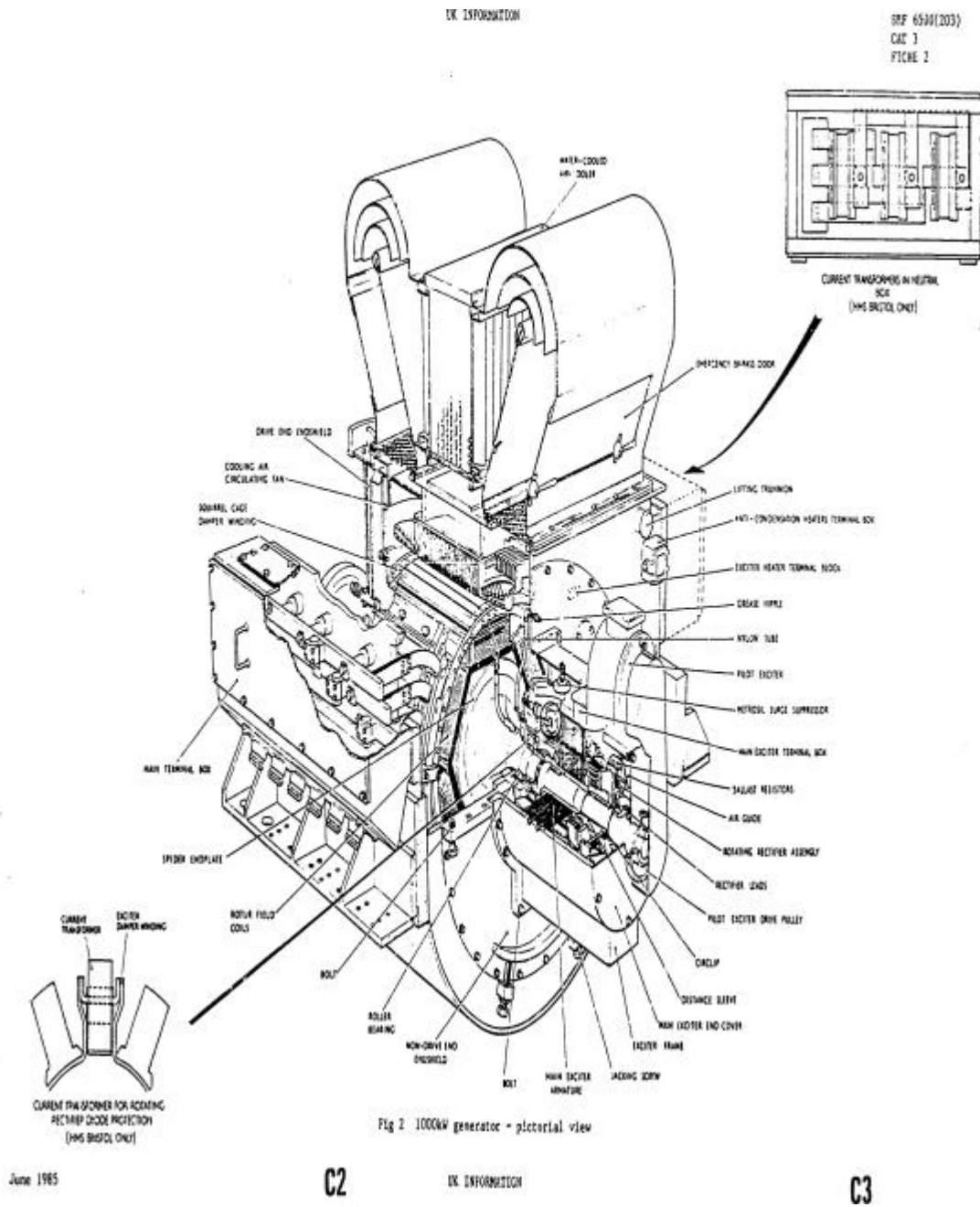


Figura B4 – Representação esquemática do gerador

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] NORTON, M. P., *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*. 2 ed. Cambridge, Cambridge University Press, 1994.
- [2] FUCHS, G. J., “Bancada experimental para monitoramento de falhas em rolamentos”. In: *1 Simpósio Brasileiro de Metrologia em Acústica e Vibrações*, pp 5-8, Rio de Janeiro, Dezembro, 1996.
- [3] AMRJ, comunicação pessoal da Gerência de Extra-Marinha do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, Junho de 2004.
- [4] SKF, *Manual SKF de Manutenção de Rolamentos, 4100 PB*, China, Porex Int. AB, 1997.
- [5] BLOCH, H. P., GEITNER, F. K., *Machinery Failure Analysis and Troubleshooting*, 2 ed. Texas, Gulf Publishing Company, 1994.
- [6] VANCE, J. M., *Rotordynamics of turbomachinery*, 1 ed. Texas, John Wiley & Sons, Inc., 1988.
- [7] THOMSON, W. T., DAHLEH, M. D., *Theory of Vibration with Applications*, 5 ed. New Jersey, Prentice-Hall, Inc., 1998.
- [8] KIRK, R.G., GUNTER, E. J., “Short Bearing Analysis Applied to Rotor Dynamics”, *Journal of Lubrication Technology*, pp 47-56, Jan. 1976.

- [9] MUSZYNSKA, A., “Whirl and Whip – Rotor /Bearing Stability Problems”, *Journal of Sound and Vibration*, v. 170 (3), pp. 443-462, Nov. 1985.
- [10] SHIGLEY, J. E., *Elementos de Máquinas* 2, 3 ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1984.
- [11] KUMAR, A., MISHRA, S.S., “Stability of a rigid rotor in turbulent hydrodynamic worn journal bearing”, *Wear*, v.193, pp. 25-30, 1996.
- [12] ZHOU, S., SHI, J., “Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey”, *The Shock and Vibration Digest*, v. 33, pp. 361-371, 2001.
- [13] LALANNE, M., FERRARIS, G., *Rotordynamics Prediction in Engineering*, 2 ed. England, John Wiley and Sons, Inc., 1998.
- [14] WEBER, H.I., “Dinâmica de Rotação: Conceitos Básicos, Fenômenos e Prioridades Atuais de Pesquisa”. In: *IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, pp. 27-31, Florianópolis, SC, Dezembro de 1987.
- [15] LUND, J.W., ORCUTT, F.K., “Calculations and Experiments on The Unbalance Response of a Flexible Rotor”, *ASME – Journal of Engineering for Industry*, v. 89, pp. 785 – 996, 1967.
- [16] LEWIS, F. M., “Vibration during Acceleration through a Critical Speed”, *ASME Transactions, Applied Mechanics*, v. APM-54-24, pp. 253-261, 1932.
- [17] CHILDS, D., *Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis*, 1 ed. New York, John Wiley and Sons, Inc., 1993.

- [18] SUBBIAH, R., RIEGER, N.F., “On the Transient Analysis of Rotor-Bearing Systems”, *ASME Transactions, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, v.110. pp. 515-520, 1988.
- [19] SHIH, Y. P., LEE, A. C., “Identification of unbalance distribution in flexible rotor”, *International Journal of Mechanic. Science*, v. 39, pp. 841 – 857, 1997.
- [20] BISHOP, R.E.D., GLADWELL, G.M., “The vibration and balancing of an unbalanced rotor”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, v 1, pp. 66-67, 1959.
- [21] GOODMAN, T.P., “A least squares method for computing balance corrections”, *ASME – Journal of Engineering for Industry*, v 86(3), pp. 273-279, 1964.
- [22] KARPENKO, E. V., WIERCIGROCH, M., CARTMELL, M. P., “Regular and chaotic dynamics of a discontinuously nonlinear rotor system”, *Chaos, Solitons and Fractals*, v. 13, pp. 1231-1242, 2002.
- [23] KANDER, N., “Stability Analysis for the Dynamic Design of Rotor”, *Journal of Sound and Vibration* v. 207(3), pp. 287-299, 1997.
- [24] SAVI, M.A., “Dinâmica não Linear e Caos”, Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2004.
- [25] MERVEL, B., GUYARDER, J. L., “Routes to Chaos in Ball Bearing”, *Journal of Sound and Vibration*, v.162 (3), pp. 471- 487, 1993.
- [26] TIWARI, M., GUPTA, K., PRAKASH, O., “Dynamic Response of an unbalanced rotor supported on ball bearing”, *Journal of sound and vibration*, V. 238 (5), pp. 757-779, 2000.

- [27] “Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s- Basis for specifying evaluation standards”, *International Organization for Standard-ISO 2372*, 1 ed., Novembro 1974.
- [28] “Beurteilungsmabstäbe für mechanische schwingungen von maschinen”, *Verein Deutscher Ingenieure – VDI 2056*, Outubro 1964.
- [29] “Mechanical vibration – Evaluation of machine Vibration by measurement on Non-rotating parts”, *British Standard – BS 7854*, part 1 – General guidelines, 1996.
- [30] “Mechanical Vibrations of Shipboard Equipments – Type II, Internally Excited”, *Military Standard, MIL-STD-167-I*, Maio 1974.
- [31] EISENMANN R., EISENMANN JR R., *Machinery Malfunction Diagnosis and Correction*. 1 ed. New Jersey, Hewlett – Packard Professional Books, 1997.
- [32] SKF, *Catálogo Geral 4000 PB*, Torino, Stamperia Artística Nazionale, 1990.
- [33] PALMGREN, A., *Ball and roller bearing engineering*, 2 ed. Philadelphia, Burbank & CO, 1946.
- [34] NETO, A. P. R., comunicação pessoal do Professor Arthur Palmeira Ripper Neto, Curso de Monitoração e Diagnóstico de Máquinas, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, Julho de 2003.
- [35] COLLACOTT, R. A., *Vibration Monitoring and Diagnosis – Techniques for Cost-effective Plant Maintenance*, 2 ed. New York, John Wiley & Sons, 1979

- [36] KANTZ, H., “A Robust Method to Estimate the Maximal Lyapunov Exponent of a Time Series”, *Physics Letters A*, v.185, pp. 77-87
- [37] KANTZ, H., SCHREIBER, T., “*Nonlinear time series analysis*”, 1 ed. Cambridge, Cambridge University Press, 1997.
- [38] KANTZ, H., SCHREIBER, T., HEGGER, R., “Practical Implementation of nonlinear time series methods: The TISEAN Package”, *CHAOS*, v. 9, n°2, 1999.
- [39] FRANCA, L. F. P., SAVI, M. A., “Distinguishing Periodic and Chaotic Time Series Obtained from an Experimental Nonlinear Pendulum”, *Nonlinear Dynamics*, v. 26, pp. 253-271, 2001.
- [40] PAXMAN VENTURA DIESEL ENGINE, “Book of reference 6561”, Sea Systems Controller ate, Director General Marine Engineering, UK, 1980.